



T.C.

**AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FANLI RADYATÖRLERİN İÇ ORTAM ISIL KONFOR
PARAMETRELERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

NALAN KOÇ

AĞUSTOS

NALAN KOÇ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

AĞUSTOS 2024

**FANLI RADYATÖRLERİN İÇ ORTAM ISIL KONFOR
PARAMETRELERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

Nalan KOÇ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

Danışman

Doç. Dr. Halil BAYRAM

**AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

AĞUSTOS 2024

Yüksek Lisans Tezi Kabul ve Onay Sayfası

Nalan KOÇ tarafından hazırlanan “Fanlı Radyatörlerin İç Ortam Isıl Konfor Parametrelerine Etkisinin İncelenmesi” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından OY BİRLİĞİ ile Amasya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Halil BAYRAM

Makine Mühendisliği Bölümü, Amasya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Başkan : Doç. Dr. Burak KURŞUN

Makine Mühendisliği Bölümü, Amasya Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Emre BULUT

Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Bursa Uludağ Üniversitesi

Bu tezin, kapsam ve kalite olarak Yüksek Lisans Tezi olduğunu onaylıyorum

Tez Savunma Tarihi: 23/08/2024

Jüri tarafından kabul edilen bu tezin Yüksek Lisans Tezi olması için gerekli şartları yerine getirdiğini onaylıyorum.

.....

Doç. Dr. Ümit YILDIRIM

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

ETİK BEYAN

Amasya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Nalan KOÇ
23/08/2024

FANLI RADYATÖRLERİN İÇ ORTAM ISIL KONFOR PARAMETRELERİNE ETKİSİNİN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Nalan KOÇ

AMASYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Ağustos 2024

ÖZET

Bu tez çalışmasında, iç ortam ısıtma ihtiyacının karşılanmasında fanlı radyatörlerin geleneksel panel radyatörlere göre ısıtma performansları deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmada 600*1000 mm boyutlarında ve TBSE (Top Bottom Same End) bağlantı tipine sahip Tip-22 PCCP (Panel-Convactor-Convactor-Panel) panel radyatör kullanılmıştır. Fan ünitesi ise 80 mm çap değerine sahip 12 adet DC (Doğru Akım) motor tahrikli fanın seri bir şekilde bağlanmasıyla oluşturulmuştur. Deneyler 14°C iç ortam sıcaklık değerinde başlatılmıştır. Ayrıca deneylerde panel radyatör içerisinde dolaşan suyun debisi ise 0,0278 kg/s'de sabit tutulmuştur. Panel radyatör giriş sıcaklık değeri ise 40°C, 45°C ve 50°C olarak belirlenmiştir. Fanlı radyatörlerle gerçekleştirilen deneylerde ise radyatörün üst ızgara bölgesindeki hava hızı 0,5 m/s'lik artışlarla 0,5-2,5 m/s aralığında değişim gösterecek şekilde ayarlanmıştır. Doğal taşınım ile ısı transfer oranı da önemli ölçüde azalmış ve tüm fan hızı ve giriş sıcaklık koşullarında zorlanmış taşınım daha baskın hale gelmiştir. 40°C giriş sıcaklığı koşulunda, geleneksel panel radyatörden ısı çıkışı 337 W iken en düşük fan hızına sahip fanlı radyatörden ise toplam ısı çıkışı yaklaşık 616 W olmuştur. Fan hızı maksimum seviyeye çıktığında ise bu değer yaklaşık 1200 W'a yükselmiştir. Genel olarak, fan hızının artmasıyla doğal taşınım ve ışıyım yoluyla ısı transfer oranları azalsa da bu azalmanın zorlanmış taşınım ile telafi edilmesi nedeniyle radyatörden toplam ısı çıkışının daha fazla arttığı tespit edilmiştir.

Sayfa Adeti
Anahtar Kelimeler
Danışman

: 36
: Düşük-Sıcaklıkta Isıtma, Fanlı Radyatör, Panel Radyatör
: Doç. Dr. Halil BAYRAM

INVESTIGATION OF THE EFFECT OF ADD-ON FAN RADIATORS ON INDOOR THERMAL COMFORT PARAMETERS

(M. Sc. Thesis)

Nalan KOÇ

AMASYA UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

August 2024

ABSTRACT

In this thesis study, the heating performance of add-on fan radiators compared to conventional panel radiators in meeting the indoor heating demand was experimentally examined. In the experimental study, a Type-22 PCCP (Panel-Convactor-Convactor-Panel) panel radiator with dimensions of 600*1000 mm and TBSE (Top Bottom Same End) connection type was used. The fan unit is formed by serially connecting 12 DC (Direct Current) motor driven fans with a diameter of 80 mm. The experiments were started at an indoor temperature of 14°C. In addition, in the experiments, the mass flow rate of water circulating in the panel radiator was kept constant at 0.0278 kg/s. The panel radiator inlet temperature value is determined as 40°C, 45°C and 50°C. In the experiments carried out with add-on fan radiators, the air speed in the upper grille area of the radiator was adjusted to vary between 0.5-2.5 m/s in 0.5 m/s increments. The heat transfer rate by natural convection also decreased significantly and forced convection became more dominant under all fan speed and inlet temperature conditions. Under the condition of 40°C inlet temperature, the heat output from the conventional panel radiator was 337 W, while the total heat output from the add-on fan radiator with the lowest fan speed was approximately 616 W. When the fan speed increased to the maximum level, this value increased to approximately 1200 W. In general, although the heat transfer rates through natural convection and radiation decrease as the fan speed increases, it has been determined that the total heat output from the radiator increases more because this decrease is compensated by forced convection.

Page Number : 36

Key Words : Add-On Fan Radiator, Low-Temperature Heating, Panel Radiator,

Supervisor : Assoc. Prof. Dr. Halil BAYRAM

ÖN SÖZ ve TEŞEKKÜR

Bu tez çalışması süresince sürekli desteğini hissettiğim, bilgi ve tecrübelerini hiçbir zaman esirgemeyen saygı değer hocam ve danışmanım sayın Doç. Dr. Halil BAYRAM' a sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez çalışmam boyunca her koşulda yanımda olan sabrını ve desteğini esirgemeyen sevgili eşim Harun Koç 'a ve biricik oğlum Rüzgâr Ali'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ve hayatım boyunca akademik süreçlerimde yanımda olan, her zaman gurur duyan, bana her zaman başarabileceğimi hatırlatan ve çocukları için her koşulda maddi ve manevi desteğini esirgemeyen canım babam Ali Balcı'ya ve anneme sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
ÖN SÖZ ve TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	viii
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
RESİMLER DİZİNİ.....	x
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xi
1. GİRİŞ.....	1
1.1. Panel Radyatörler.....	2
1.2. Isı Transferi ve Panel Radyatörler.....	3
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	9
3.1. Panel Radyatörde Isı Transferi Hesaplamaları.....	9
3.2. Deneysel Çalışma.....	12
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	17
5. SONUÇ.....	30
KAYNAKLAR.....	32
ÖZGEÇMİŞ.....	35

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 3.1. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikleri.....	16



ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil	Sayfa
Şekil 1.1. Panel radyatör örneği.....	1
Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.....	13
Şekil 3.2. Test odasına yerleştirilmiş sıcaklık sensör konumlarının şematik gösterimi..	14
Şekil 4.1. 40°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlama olan toplam ısı transferi.....	18
Şekil 4.2. 45°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlama olan toplam ısı transferi.....	19
Şekil 4.3. 50°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlama olan toplam ısı transferi.....	20
Şekil 4.4. 40°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ışınlama ısı transfer oranlarının dağılımı.....	21
Şekil 4.5. 45°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ışınlama ısı transfer oranlarının dağılımı.....	22
Şekil 4.6. 50°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ışınlama ısı transfer oranlarının dağılımı.....	22
Şekil 4.7. 40°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri.....	24
Şekil 4.8. 45°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri.....	25
Şekil 4.9. 50°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri.....	27
Şekil 4.10. 40°C giriş sıcaklığı ve farklı fan hızı koşulları için deneysel termal kamera görüntülerinin karşılaştırılması.....	29

RESİMLER DİZİNİ

Resim

Sayfa

Resim 3.1. Deneylerin gerçekleştirildiği test odası ve fanlı panel radyatör.....	12
--	----



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, yanda açıklamaları verilmek üzere aşağıda listelenmiştir.

Simgeler	Açıklama
Q	Isı transfer oranı [W]
$Q_{taşınım}$	Taşınım ısı transfer oranı
$Q_{ışınım}$	Işınım ısı transfer oranı
$\dot{m}$	Kütleli debi [kg.s^{-1}]
c_p	Özgöl ısı kapasitesi [$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
$\Delta\theta$	Suyun sıcaklık farkı
$\theta_{su,çıkış}$	Suyun çıkış sıcaklığı
$\theta_{su,giriş}$	Suyun giriş sıcaklığı
k	Isı iletim katsayısı [$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$]
A	Isı transfer alanı [m^2]
$A_{taşınım}$	Taşınım ısı transfer alanı
$A_{ışınım}$	Işınım ısı transfer alanı
$A_{radyatör}$	Radyatörün ısı transfer alanı
δ	Cidar kalınlığı
λ	Isı iletim katsayısı [W/mK]
$\alpha_{iç}$	İç yüzeyine olan ısı transferi
$\alpha_{dış}$	Dış yüzeyine olan ısı transferi
$\alpha_{taşınım}$	Taşınım ile olan ısı transferi
$\alpha_{ışınım}$	Işınım ile olan ısı transferi

Nu	Nusselt sayısı
h	Dikey yüksekliği
Pr	Prandtl sayısı
Gr	Grashof sayısı
Ra	Rayleigh sayısı
Re	Reynolds sayısı
g	Yerçekimi ivmesi [m.s^{-2}]
ν	Kinematik viskoziteyi
β	Isıl genişleme katsayısı
T	Sıcaklık [K]
T_{film}	Film sıcaklığı
u	Karakteristik hız [m.s^{-1}]
L	Karakteristik uzunluk
σ	Işınım eçirme oranı [$\text{W/m}^2\text{K}^4$]
$\varepsilon_{ışınım}$	Işınım yayma katsayısı
Δ	Cihazının doğruluğu
t	Ölçüm cihazının toplam süresini [h]
Δt	Zaman aralığını
v	Hız [m/s^2]
COP	Performans katsayısı

Kısaltmalar

Açıklama

ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air Conditioning Engineers
DC	Doğru Akım

EN	Europeane Norm
HAD	Hesaplamaalı akışkanlar dinamiği
ISO	International Organization for Standardization
PCCP	Panel-Convactor-Convactor-Panel
TBSE	Top Bottom Same End

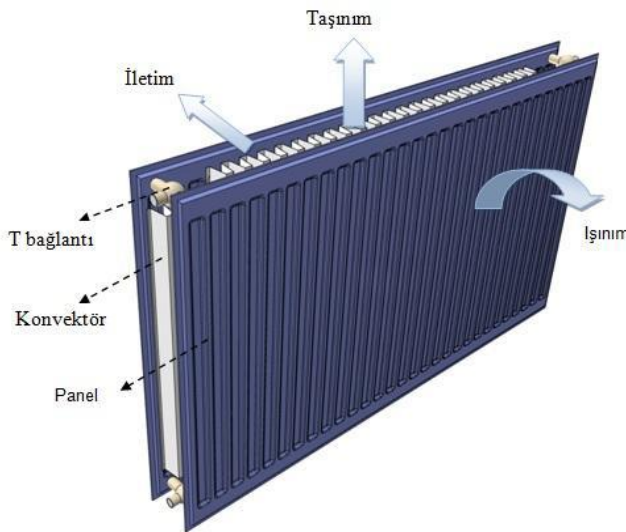


1. GİRİŞ

Günümüzde enerji kullanımının önemi giderek artmaktadır. Enerjiye olan ihtiyacın da giderek arttığı göz önüne alındığında yeni enerji kaynaklarına ihtiyaç duyulmakta ya da mevcut enerji kaynaklarının daha verimli kullanılması ön plana çıkmaktadır (Bayram ve Koç, 2023).

İş ve sosyal hayatımızın önemli bir bölümünü geçirdiğimiz binalarda kullanılan enerjinin yaklaşık %80'i iç ortam ısıtma ihtiyacını karşılamak için harcanmaktadır. Bu oran binaların bulunduğu coğrafi koşullara göre değişmektedir. Binaların ısıtma ihtiyacında kullanılan enerjinin oranı göz önüne alındığında bu enerji tüketiminin azaltılması için yapılan çalışmalar oldukça önem kazanmaktadır (Üçler, Kibar, Karabağ ve Yiğit, 2015).

Bina iç ortam ısıtma ihtiyacı ise panel radyatörler, yerden ısıtma sistemleri, klima, elektrikli ısıtıcı gibi farklı sistemler kullanılarak giderilmektedir. Ülkemizde de kullanılan bu sistemlerden panel radyatörler ön plana çıkmaktadır. Panel radyatörler temel olarak kombi, kazan gibi bir ısı kaynağından aldıkları sıcak suyu pompa yardımıyla içerisinde dolaştırıp iç ortam havasıyla ısı transferinin gerçekleşmesine olanak sağlayan ısı değiştiricilerdir (Şekil1.1). Panel radyatörlerden bina iç ortamına ısı transferi taşınım ve ışıınım ısı transfer mekanizmalarıyla gerçekleşir (Bayram ve Koç, 2023).



Şekil 1.1. Panel radyatör örneği (Aydın, 2013).

Ülkemizde mevcut panel radyatörle ısıtma ihtiyacının karşılandığı binalar ve aynı sistemle tasarlanan binalar göz önüne alındığında panel radyatörler ülkemizde oldukça yaygın olarak kullanıldığı sonucuna varılmaktadır. Bu noktada yaygın bir şekilde kullanılan panel radyatörlerin verimli kullanımı daha önemli bir hale gelmektedir. Panel radyatörlerin bina içerisindeki konumu ve etrafında yer alan mobilya, kolon vb. gibi engeller, ısı transfer yüzey alanı, bağlantı tipleri, çalışma sıcaklığı vb. gibi parametreler panel radyatörlerin verimli kullanımı için ön plana çıkmaktadır.

1.1. Panel Radyatörler

Panel radyatörler, bina iç ortam ısıtma ihtiyaçlarının karşılanmasında yaygın bir şekilde kullanılan ısı değiştiricileridir (Sevilgen ve Kılıç, 2011). Bu ısı değiştiricilerin içerisinde bir pompa yardımıyla kombi, kazan vb. sistemlerde ısıtılmış su dolaşımı gerçekleştirilir. Panel radyatörler bağlantı tiplerine, kanatçık (konvektör) durumuna, panel sayısına ve giriş su sıcaklığına göre farklı şekillerde sınıflandırılır. Giriş sıcaklığı 75-90 °C olduğu durumlarda yüksek-sıcaklık sistemleri olarak adlandırılır. Giriş sıcaklığı 55 °C, 45 °C ve 35 °C olduğu durumlarda ise sırasıyla orta-sıcaklık, düşük-sıcaklık ve çok düşük-sıcaklık sistemler olarak adlandırılır (Eijdens, Boerstra ve Veld, 2000; Ganter, Holmberg ve Pitsch, 2016). Artan çevresel kaygılar göz önüne alındığında panel radyatörlerin bina iç ortam ısıtma ihtiyaçlarının daha az enerjiyle karşılanmasının önemi artmaktadır. Bundan dolayı düşük enerji tüketimli ısı pompaları gibi yüksek verimli sistemler önemli hale gelmektedir. Bu kombinasyonun verimli bir şekilde kullanılabilmesi için giriş su sıcaklığının 50 °C'den az olması gerekmektedir (Ploskic ve Holmberg, 2011). Düşük-sıcaklık ısıtma sistemleri yüksek-sıcaklıklı olanlara sadece enerji verimliliğinde değil aynı zamanda daha iyi iç ortam hava kalitesinde, daha iyi ısı konfor şartlarının elde edilmesinde ve daha az sıcaklık dalgalanmalarında da üstünlükleri vardır (Eijdens ve diğerleri, 2000; Puttige, Feng, Lu ve Olofsson, 2022). Yerden ısıtma, duvardan ısıtma, tavandan ısıtma, termal süpürgelik, tabaka havalandırmalı ısıtma, havalandırmalı radyatör, fanlı radyatörler düşük-sıcaklık ısıtma sistemleri olarak sayılabilirler (Puttige ve diğerleri, 2022).

Düşük-sıcaklık ısıtma sistemlerini binalara uyumlu hale getirebilmenin temel olarak iki yolu olduğu söylenebilir. Bunlardan ilki binaların çok iyi bir şekilde yalıtımlı hale getirilmesi ve dolayısıyla ısıtma ihtiyacının azaltılmasıdır. Diğer bir metot ise mevcut ısıtıcı sistemlerin ısı verimlerinin artırılmasıdır (Myhren, 2011; Hesarakı, Ploskic ve Holmberg, 2015).

Isıl verim ise aynı şartlar altında daha yüksek ısı çıktısının elde edilebilmesi olarak tanımlanabilir (Çalışır, Yazar ve Başkaya, 2017,2019).

1.2. Isı Transferi ve Panel Radyatörler

Isı transferi iletim, taşınım ve ışıınım olmak üzere üç farklı modda meydana gelir. Isı transferinin gerçekleşebilmesi için ise sıcaklık farkının varlığı gerekmekte olup ısı transferi daima yüksek sıcaklıktaki ortamdan düşük sıcaklıktaki ortama doğru meydana gelir (Çengel ve Ghajar, 2015: 17).

İletim, parçacıklar arasındaki etkileşimlerin bir sonucu olarak, bir maddenin daha enerjik parçacıklarından bitişik daha az enerjik parçacıklara enerji aktarımıdır. İletim katılarda, sıvılarda veya gazlarda gerçekleşebilir. Gazlarda ve sıvılarda iletim, moleküllerin rasgele hareketleri sırasında çarpışmaları ve difüzyonlarından kaynaklanır. Katılarda, bir kafes içindeki moleküllerin titreşimlerinin ve serbest elektronlar tarafından enerji taşınmasının birleşiminden kaynaklanır (Çengel ve Ghajar, 2015: 17).

Taşınım, katı bir yüzey ile bitişğinde yer alan hareket halindeki sıvı veya gaz arasındaki enerji aktarımı modudur ve iletim ile sıvı hareketinin birleşik etkilerini içerir. Akışkan hareketi ne kadar hızlı olursa, taşınımla ısı transferi o kadar büyük olur. Herhangi bir yığın akışkan hareketinin yokluğunda, bir katı yüzey ile bitişik akışkan arasındaki ısı transferi saf iletimle gerçekleşir. Akışkanın toplu hareketinin varlığı, katı yüzey ile akışkan arasındaki ısı transferini artırır, ancak aynı zamanda ısı transfer hızlarının belirlenmesini de zorlaştırır (Çengel ve Ghajar, 2015: 25).

İşınım, atomların veya moleküllerin elektronik konfigürasyonlarındaki değişikliklerin bir sonucu olarak maddenin elektromanyetik dalgalar (veya fotonlar) şeklinde yaydığı enerjidir. İletim ve taşınımdan farklı olarak, ışıınımla enerji transferi araya giren bir ortamın varlığını gerektirmez. Aslında, ışıınımla enerji transferi en hızlısıdır (ışık hızında) ve boşlukta zayıflama olmaz (Çengel ve Ghajar, 2015: 27).

Geleneksel panel radyatörlerde ise panel radyatörden iç ortama taşınım ve ışıınım yoluyla ısı transferi gerçekleşir. Taşınımla ısı transferinde ise genellikle doğal taşınım meydana gelir (Aydın, 2013; Çalışır, Yazar, Başkaya ve Yücedağ, 2016).

Ayrıca taşınım ile ısı transferi sadece paneller arasındaki bölgede değil aynı zamanda panelin dış yüzeyinde de meydana geldiği bilinmelidir (Çalışır ve diğerleri, 2019; Aydar, 2014). Ancak, geleneksel düşük-sıcaklık ısıtma sistemlerinde hava hareketinin zayıf olmasından dolayı istenmeyen aşağı yönlü soğuk hava akımı görülmektedir. Bu zayıflığı giderebilmek ve panel radyatörden aynı ısı çıkışını korumak için havalandırılmalı radyatörler veya fanlı radyatörlerin kullanılabileceği literatürde belirtilmiştir. Havalandırılmalı radyatörlerde radyatöre dış ortamdan hava girişi gerçekleşir. Fanlı radyatörlerde ise panel radyatörün altına fan yerleştirilir. Her iki sistemde de hava panel radyatörden zorlanmış bir şekilde geçirilir (Hesarakı ve diğerleri, 2015; Johansson ve Wollerstrand, 2010).

Havalandırılmalı radyatörlerde, taze hava radyatöre arkasından giriş yapar. Ön ısıtma sağlanmış hava iç ortama doğru akar ve radyatörden gerçekleşen ısı çıkışı artar. Ayrıca dış ortamdan gelen taze soğuk havanın önce radyatör panelleri arasında ısınması ve sonrasında iç ortamda dolaşım sergilemesi aşağı yönlü soğuk hava akımının da mümkün olduğunca önüne geçmektedir. Bu tip radyatörlerin ısı performansları geleneksel panel radyatörlerin performansından daha yüksektir. Bunun sebebi olarak radyatörün arkasından gelen soğuk hava akışının taşınım ile ısı transferini artırması, ortalama hava hızını artırması ve radyatör yüzeyi ile soğuk iç ortam hava sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkını artırması olarak sıralanabilir. Ayrıca daha soğuk günlerde dış ortamdan alınan hava sıcaklığının daha düşük olmasından dolayı panel radyatöre giren su sıcaklığını arttırmadan panel radyatörde daha fazla ısı çıkışı elde edilebilmektedir (Bayram ve Koç, 2023).

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Konutlarda kullanılan panel radyatörlerin ısı konfor parametrelerine etkisine yönelik birçok alanda çalışmalar yürütülmüştür. Bu kapsamda kullanılan panel radyatörlerin verimini artırmak, konut içerisindeki en uygun konumu belirlemek, optimum tasarımı uygulamak amacıyla çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalar aşağıdaki bölümde sunulmuştur.

Radyatörlerin konumlandırılmasıyla ilgili gerçekleştirilen bir çalışmada, pencere altı bölgelerin radyatörler için tercih edilmesi gerektiği belirtilmiştir. Bu yerleşim sayesinde ısı kaynağı ısı kaybının maksimum olduğu yerlere konumlandırılmış ve iç ortamın ısınması hızlandırılmış olduğu belirtilmiştir. İki farklı iç ortamda gerçekleştirilen çalışmaların birinci ortamında gerçekleştirilen ilk deneyde sadece radyatör üzerine bir engel yerleştirilirken ikinci deneyde radyatörün etrafına ve üzerine herhangi bir engel yerleştirilmemiştir. İkinci iç ortamda gerçekleştirilen deneylerin ilkinde ise radyatörün üzerine ve etrafına engeller yerleştirilmiştir. İkinci deney ise yine radyatörün etrafı boş olacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Her iki durumda da hem harcanan enerji miktarı hem ısı kaybı oranı hem de iç ortamda sıcaklık ölçümleri gerçekleştirilmiştir. Radyatör üzerine engel konulmasının veya radyatörün engellerle çevrilmesinin, iç ortamın ısınma performansına olumsuz bir etki yapmadığı, hatta küçük farklarla da olsa olumlu etkiler sağlayabileceği sonucuna varılmıştır (Üçler ve diğerleri, 2015).

Radyatörle ısıtma ihtiyacı karşılanan ve içerisinde bir insan modeli ihtiva eden odanın içerisindeki hava akışı ve sıcaklık dağılımının üç boyutlu HAD metodu kullanılarak incelendiği sayısal bir çalışmada doğal taşınım etkileri hesaba katılarak insan vücudu ile iç ortam arasındaki ışınlama ısı transferi de incelenmiştir. Bu sayısal çalışmada yer alan türbülans modellemesi için ise k- ϵ RNG modeli kullanılmıştır. Odada yer alan radyatörün yüzeylerine sabit sıcaklık sınır şartı uygulanmış olup analizler iki farklı radyatör yüzey sıcaklığı için gerçekleştirilmiştir. Isı kaybının artan yüzey sıcaklığıyla birlikte arttığı gözlenmiştir. Ayrıca yüksek radyatör yüzey sıcaklığı yüzünden insan modelinin yüzeylerinden doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transferini azalttığı belirtilmiştir. Buna ek olarak artan iç ortam sıcaklığından dolayı bağıl nem oranının hissedilir derecede azaldığı ve daha kuru bir havaya sahip iç ortam elde edildiği de çalışmada belirtilmiştir. Son olarak ise ışınlama gerçekleşen ısı transfer oranının da ihmal edilemeyecek düzeyde olduğu ifade edilmiştir.

Son olarak, ısı kayıpları açısından pencere kayıplarının oldukça belirleyici olduğu sonucuna varılmıştır. Bu çalışmanın elde edilen bulgularının, ileride yapılacak diğer çalışmalara ışık tutacağı düşünülmektedir (Kılıç ve Sevilgen, 2009).

Havalandırılmalı radyatörlerle gerçekleştirilmiş olan bir çalışmada, 55°C giriş sıcaklığına sahip geleneksel bir panel radyatörden aynı ısı çıkışının 35°C giriş sıcaklığına sahip bir havalandırılmalı panel radyatörden gerçekleştiği ifade edilmiştir (Myhren, 2011).

Geleneksel ve havalandırılmalı panel radyatörlerin karşılaştırıldığı bir başka çalışmada ise havalandırılmalı panel radyatörlerin ısı performansının geleneksel olanlarından daha iyi olduğunu ve havalandırılmalı panel radyatörlerin ısı bölge açısından daha stabil ve tatmin edici olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca havalandırılmalı panel radyatörler sayesinde %5 ile %10 arasında değişen bir enerji kazanımının da olduğu ifade edilmiştir. Bu çalışmada sıcaklık dağılımı HAD metodu kullanılarak incelenmiştir (Myhren ve Holmberg, 2009).

Havalandırılmalı radyatörlerde gerçekleşen ısı çıkışını arttırmak için dikey kanatçıklarla ilgili bir çalışma da gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada kanatçıklar arasındaki geometrik koşullar sayısal olarak incelenmiştir (Myhren ve Holmberg, 2011). Bu çalışmayı gerçekleştiren araştırmacılar bir başka çalışmalarında ise havalandırılmalı radyatörlerin iç ortam ısı bölgesinde geleneksel panel radyatörlere göre daha homojen ve stabil bir ortam sunduklarını ifade etmişlerdir. Havalandırılmalı panel radyatörlerin verimlerinin de diğer tip radyatörlerden radyatör yüzeyiyle hava arasındaki ısı farklılığının daha fazla olmasından dolayı daha yüksek olduğunu belirtmişlerdir (Myhren ve Holmberg, 2007A). Diğer yandan bir başka çalışmada havalandırılmalı panel radyatörlerin yazın iç ortamı soğutabilmek için de kullanılabileceğini ifade edilmiştir. Fakat havalandırılmalı panel radyatörlerin soğutmada kullanılabilmesi için paneller arasında oluşan havanın yoğunlaşma probleminin üstesinden gelmesi gerektiği bildirilmiştir (Myhren ve Holmberg, 2007 B).

Diğer bir düşük-sıcaklık ısıtma sistemi olan fanlı radyatörlerle ilgili ulaşılabilir literatürde kapsamlı çalışmaların gerçekleştirilmediği tespit edilmiştir (Ganter ve diğerleri, 2016; Johansson, 2011).

Fanlı radyatörler temel olarak panel radyatörün altına farklı sayılarda yerleştirilmiş olan fanlarla oluşturulmuş bir radyatör tipidir. Bu fanlar genellikle bilgisayar soğutmada kullanılan DC motorlu standart fanlardır. Fanlı radyatör sistemlerinin uygun maliyetli

olması, mevcut binalara ve panel radyatörlere kolayca uygulanabilmesi ve kurulumunun basit olması gibi birçok avantajı bulunmaktadır. Ancak yüksek fan hızlarında fanlardan gelen gürültü bu sistemlerin dezavantajı olarak sayılabilir (Wang, Ploskic, Ganter ve Holmberg, 2016; Akçimen, Sütçüoğlu ve Bayram, 2022). Fan ünitesinin panel radyatörün alt kısmına yerleştirilmesiyle birlikte hem panel radyatörden taşınım ile gerçekleşen ısı transferi miktarı hem de taşınım ile gerçekleşen ısı transferi oranı artış gösterir. Standart bir panel radyatörde taşınım ile ısı transferi oranının genellikle %50 civarında olduğu bilinmektedir. Ancak, bir taşınım paneli varsa, bu oran %60 ila %80 arasında değişebileceği ifade edilmiştir (Aydın, 2013; Johansson, 2011).

Bir çalışmada, taşınım paneli olmayan bir panel radyatöre fan takılmasıyla ısı çıkışının yaklaşık %60 oranında arttığı ifade edilmiştir (Johansson, 2011). Başka bir çalışmada ise, sabit giriş sıcaklık ve kütleli debi koşulları altında, radyatör yüzeyi boyunca fanlar yerleştirilerek ısı çıkışının %50'den fazla arttığı belirtilmiştir. Buna ek olarak daha düşük giriş sıcaklığı ile aynı ısı çıkışında elde edilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca, fan eklenmesinin ısı ile ısı transfer oranının azalmasına neden olduğu da ifade edilmiştir (Johansson ve Wollerstrand, 2010). Bir başka çalışmada ısı ile ısı transferinde azalma olduğu ancak panel radyatöre eklenen fan ünitesi sayesinde zorlanmış taşınım artışı gözlemlendiği ve bu artışların ısı ile ısı transferindeki azalışlardan daha fazla olduğu ifade edilmiştir. Ayrıca fan ünitesinin tükettiği elektrik miktarının radyatörde artan ısı çıkışının yanında oldukça düşük olduğu da belirtilmiştir (Hesarakı ve diğerleri, 2015). Fan ünitesinin enerji tüketimiyle ilgili yapılmış bir başka çalışmada ise fan hızının artırılmasıyla radyatörde gerçekleşen ısı çıkışının %60 kadar arttığı ve fan ünitesinin elektrik kullanım oranının ısı çıkışını %0,1 ile %1'i arasında değiştiği sonucuna varılmıştır (Johansson, Lauenburg ve Wollerstrand, 2011).

Fanlı ve geleneksel radyatörlerin karşılaştırıldığı sayısal bir çalışmada, sabit giriş sıcaklığı ve kütleli debi koşulları altında, çıkış sıcaklığında bir düşüş gözlemlendiği belirtilmiştir. Ayrıca, geleneksel panel radyatör sisteminin fanlı radyatör sistemine uyarlanması düşük maliyetli olduğu ve mevcut ısıtma sisteminde herhangi bir değişiklik yapılmasına gerek olmadığına da değinilmiştir (Johansson ve Wollerstrand, 2010).

Fanlı radyatörlerin sürekli rejimdeki karakteristik özellikleri ve operasyonel davranışları hakkında gerçekleştirilmiş bir çalışmada ise fanlı radyatörlerin gelecek vadeden bir çalışma alanı olduğu ancak mevcut kullanımın da oldukça düşük olduğu ifade edilmiştir (Tol, 2020). Fan sayısının 4 ile 8 arasında değişim gösterdiği bir çalışmada, radyatörde gerçekleşen ısı çıkışının 3000 W'tan 3100 W'a artış gösterdiği belirtilmiştir. Ayrıca toprak kaynaklı ısı pompası kullanılan çalışmada bu sistemin COP değerinin 3,8'den 4,2'ye yükseldiği de ifade edilmiştir. Fanların kullanılmasının radyatörden çıkış sıcaklık değerlerinde 36°C'den 33°C'ye bir düşüşe sebep olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca operatif sıcaklıkta da 23,7°C'den 24,2°C'ye yükselen bir iyileşme olduğu da ifade edilmiştir (Wang ve diğerleri, 2016; Wang, 2016).



3. MATERYAL VE YÖNTEM

Tez çalışmasının bu bölümünde, deneysel çalışmada kullanılan test odası ve deney düzeneği ayrıntılı bir şekilde açıklanmıştır. Ayrıca deneysel çalışmadan elde edilen verilerin panel radyatörden test odasına gerçekleşen ısı transferi hesaplamalarında nasıl kullanıldığı detaylı olarak açıklanmıştır.

3.1. Panel Radyatörde Isı Transferi Hesaplamaları

Panel radyatörler içerisinde genellikle sıcak su dolaşımı gerçekleşen ısı değiştiricilerdir. Panel radyatöre farklı kaynaklardan arzu edilen sıcaklık seviyelerinde sıcak su girişi olur ve bu sıcak su radyatörün kanalları arasında dolaşım sergiler. Panel radyatör içerisinde dolaşımını tamamlayan su panel radyatörün bağlantı tipine göre çıkış bölgesinden radyatörü terk eder.

Panel radyatöre giren sıcak su sayesinde yüzeyleri ve varsa kanatçıkları ısınan radyatörden daha düşük sıcaklığa sahip iç ortamın yüzeylerine ve iç ortam havasına taşınım ve ısıtım yoluyla ısı transferi gerçekleşir. Panel radyatörde üretilen ısı miktarı Denklem 1 ile gösterilebilir.

$$Q = \dot{m} \cdot c_p \cdot \Delta\theta = k \cdot A \cdot \Delta\theta_{ortalama} \quad (1)$$

Bu denklemde yer alan $\dot{m}$, c_p ve $\Delta\theta$ terimleri sırasıyla panel radyatör içerisinde dolaşan suyun kütleli debisini, özgül ısısını ve suyun sıcaklık farkını (Denklem 2) ifade etmektedir.

$$\Delta\theta = \theta_{su,giriş} - \theta_{su,çıkış} \quad (2)$$

Ayrıca, k , A ve $\Delta\theta_{ortalama}$ ise sırasıyla toplam ısı transfer katsayısını, panel radyatörün yüzey alanını ve radyatör yüzeyiyle ortam havası arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkını ifade etmektedir. Bu terimler Denklem 3 ve Denklem 4 kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta\theta_{ortalama} = \frac{\theta_{su,giriş} - \theta_{su,çıkış}}{\ln\left(\frac{\theta_{su,giriş} - \theta_{hava}}{\theta_{su,çıkış} - \theta_{hava}}\right)} \quad (3)$$

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_{iç}} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{dış}} \quad (4)$$

Denklem 4'ün sağ tarafında yer alan terimler sırasıyla sıcak sudan panel radyatörün iç yüzeyine olan ısı transferini, radyatör cidarı üzerinde gerçekleşen iletimle ısı transferini ve panel radyatörün dış yüzeyinden iç ortam havasına olan ısı transferini ifade etmektedir. δ ve λ terimleri ise sırasıyla panel radyatörün cidar kalınlığını ve ısı iletim katsayısını ifade etmektedir. Bu denklemdeki sınırlayıcı faktör $\alpha_{dış}$ olup diğer terimler ihmal edilebilir düzeydedir. Bu sınırlayıcı faktör ise panel radyatör ile test odası arasındaki taşınım ve ışıınımından meydana gelmektedir. Bu ihmalleri göz önünde bulundurduğumuz zaman ise Denklem 2'nin yeni hali Denklem 5 olarak karşımıza çıkar.

$$Q = Q_{taşınım} + Q_{ışıınım} = \alpha_{taşınım} \cdot A_{taşınım} \cdot \Delta\theta_{ortalama} + \alpha_{ışıınım} \cdot A_{ışıınım} \cdot \Delta\theta_{ortalama} \quad (5)$$

Taşınım ile ısı transferi ise Denklem 6 kullanılarak hesaplanmıştır. Bu denklemde yer alan λ ve h terimleri ise havanın ısı iletim katsayısını ve panel radyatörün ısıtılmış dikey yüksekliğini ifade etmektedir. Boyutsuz Nusselt sayısını (Nu) ifade edebilmek için taşınım parametreleri göz önünde bulundurularak birçok empirik bağıntılar geliştirilmiştir.

$$\alpha_{taşınım} = Nu \cdot \frac{\lambda}{h} \quad (6)$$

Doğal taşınım durumu mevcutsa Nu, Grashof sayısı (Gr) ve Prandtl sayısı (Pr) parametreleri kullanılarak elde edilen Rayleigh sayısına (Ra) göre belirlenir (Denklem 7).

$$Ra = Gr \cdot Pr \quad (7)$$

Bu denklemde yer alan Pr değeri hesaplamalarda çalışmadaki havanın sıcaklık aralığı göz önüne bulundurularak 0,71 olarak sabit kabul edilmiştir. Gr ise Denklem 8 ile hesaplanmıştır.

$$Gr = g \cdot \beta (\theta_{sur} - \theta_{air}) \frac{h^3}{\nu^2} \quad (8)$$

Burada yer alan g ve ν terimleri sırasıyla yerçekimini ve kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. β ise Denklem 9 ve Denklem 10 ile hesaplanan genişleme katsayısıdır.

$$\beta = 1/T_{film} \quad (9)$$

$$T_{film} = \frac{\theta_{yüzey} + \theta_{hava}}{2} \quad (10)$$

Bu çalışmada Nu hesaplamak için Denklem 11-13'te verilen korelasyonlar kullanılmıştır (Myhren ve Holmberg, 2009; Holman, 2002).

$$Nu = 1.10(Gr.Pr)^{0.17} \quad 10 < Ra < 10^4 \quad (11)$$

$$Nu = 0.48(Gr.Pr)^{0.24} \quad 10^4 < Ra < 10^8 \quad (12)$$

$$Nu = 0.16(Gr.Pr)^{0.32} \quad 10^8 < Ra < 10^{12} \quad (13)$$

Doğal taşınım, karışık taşınım ve zorlanmış taşınım kabulleri sırasıyla $Gr/Re^2 \gg 1$, $Gr/Re^2 \approx 1$, $Gr/Re^2 \ll 1$ durumlarında yapılır. Reynolds sayısı (Re) ise akışın tipini belirlemek için kullanılır (Denklem 14).

$$Re = \frac{u.L}{\nu} \quad (14)$$

Burada yer alan u , L ve ν terimleri sırasıyla karakteristik hızı, karakteristik uzunluğu ve kinematik viskoziteyi ifade etmektedir. Ayrıca Nu karışık taşınım ve zorlanmış taşınım durumları için sırasıyla Denklem 15 ve Denklem 16 kullanılarak da hesaplanabilir ((Myhren ve Holmberg, 2009; Holman, 2002).

$$Nu = 0.332.Pr^{1/3}.Re^{1/2} \quad \text{dikey levha, karışık taşınım} \quad (15)$$

$$Nu = 0.0296.Pr^{1/3}.Re^{4/5} \quad \text{dikey levha, zorlanmış taşınım} \quad (16)$$

Işınımın gerçekleşen ısı transferi ise Denklem 17 ve Denklem 18 kullanılarak hesaplanabilir (Johansson ve Wollerstrand, 2010).

$$Q_{ışınım} = \alpha_{ışınım} \cdot A_{ışınım} \cdot \Delta\theta_{ortalama} \quad (17)$$

$$\approx 4 \cdot \frac{\epsilon_{ışınım} \cdot \sigma \cdot T_{ortalama}^3 \cdot A_{ışınım} \cdot \Delta\theta_{ortalama}}{\epsilon_{ışınım} + \frac{A_{rad}}{A_{radyatör}} \cdot (1 - \epsilon_{ışınım})}$$

$$T_{ortalama} = \overline{T_{radyatör} + T_{oda,yüzey}} \approx \frac{(T_{su,giriş} + T_{su,çıkış})/2 + T_i}{2} \quad (18)$$

3.2. Deneysel Çalışma

Bu çalışmada 600*1000 mm boyutlarına sahip Tip-22 PCCP radyatör kullanılmıştır. Bu panel radyatörün bağlantı tipi ise TBSE olarak belirlenmiş olup deney süresince değişiklik yapılmamıştır. Bu bağlantı tipinde radyatöre sıcak suyun giriş yaptığı kenar ile çıkış yaptığı kenar aynıdır.

Deneyler 2500*3000*3500 mm boyutlarına sahip yalıtımlı test odasında gerçekleştirilmiştir (Resim 3.1). Deneylerde kullanılan panel radyatör ise bağlantısı bulunduğu duvardan 50 mm zeminden ise 110 mm yukarıda olacak şekilde EN 442-2 standartları (Europeone Norm) göz önünde bulundurularak konumlandırılmıştır. Ayrıca panel radyatöre giren ve çıkan boru hattının test odasına ek bir ısı kaynağı olmaması için izolasyonu da gerçekleştirilmiştir.



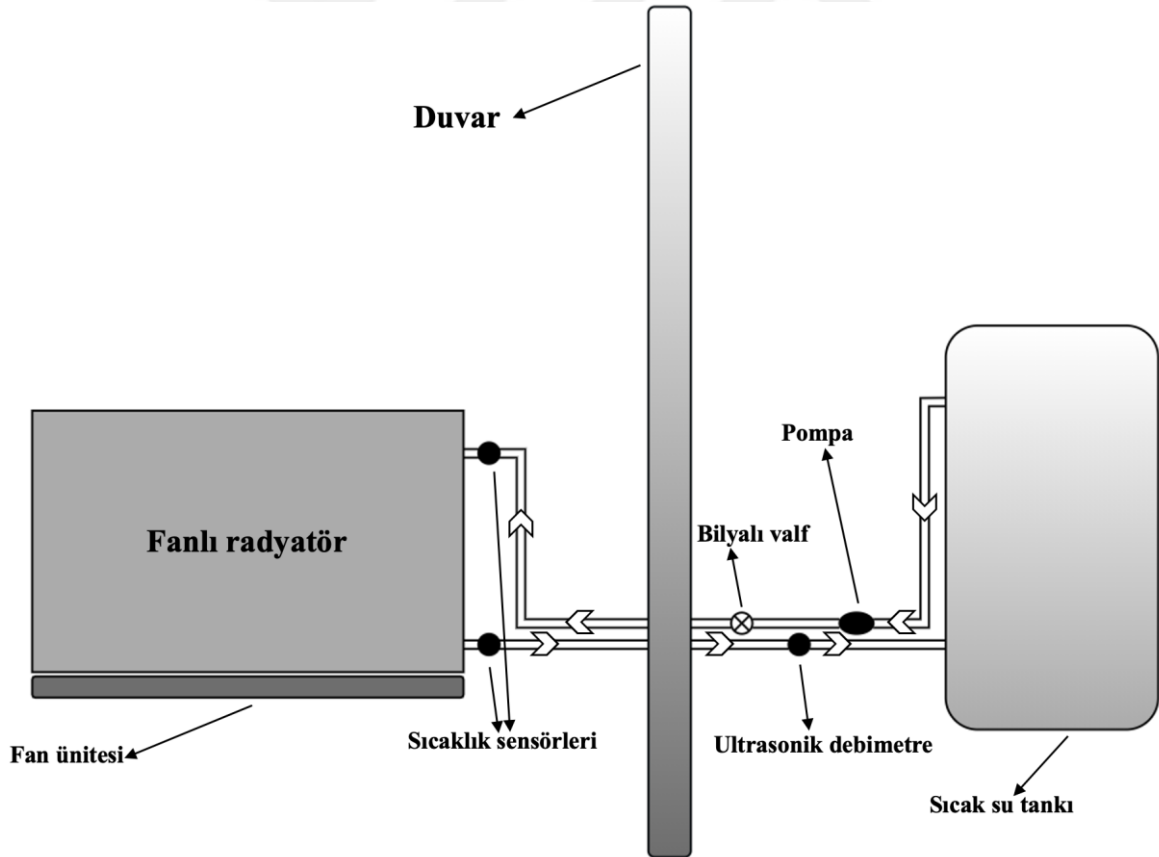
Resim 3.1. Deneylerin gerçekleştirildiği test odası ve fanlı panel radyatör

Panel radyatöre giren sıcak su test odasının dışına yerleştirilmiş ve içerisinde 6 kW kapasiteli elektrikli ısıtıcı bulunan 90 litre hacme sahip yalıtımlı su tankından temin edilmiştir. Bu

tankın içerisindeki suyun sıcaklığı tankın içerisinde yer alan PT 100 sıcaklık sensörü sayesinde kontrol edilebilmiştir.

Panel radyatör içerisinde dolaşım sağlayan suyun debisi ise deney düzeneğinde yer alan bilyalı valf sayesinde arzu edilen seviyelere getirilebilmiştir. Ayrıca debi değeri yine deney düzeneğinde bulunan ultrasonik debi ölçerle kontrol edilebilmiştir. Bu debi ölçer suyun dönüş hattına konumlandırılmıştır.

Panel radyatörün su giriş ve çıkış kesitlerinde de sıcaklık değerleri PT 100 sıcaklık sensörleriyle deney boyunca sürekli olarak ölçülmüştür. Ölçülen bu sıcaklık değerleri veri toplama cihazı vasıtasıyla hem anlık olarak takip edilebilmiş hem de bilgisayar ortamında kaydedilebilmiştir. Çalışmada kullanılan deney düzeneği ise Şekil 3.1’de şematik olarak gösterilmiştir.

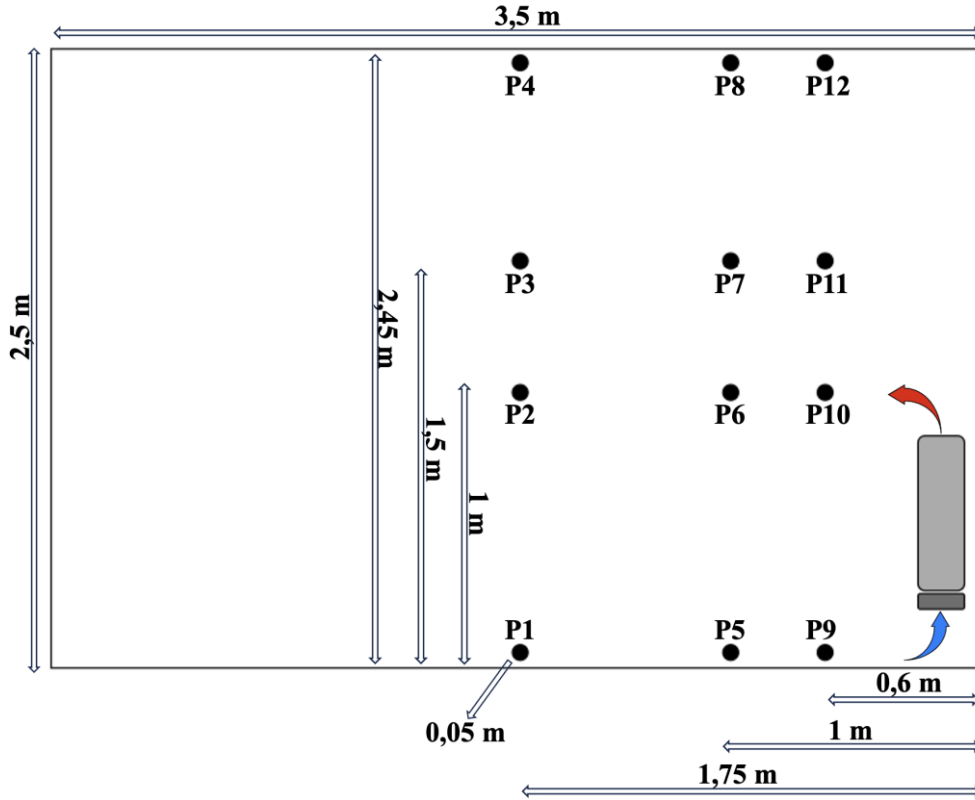


Şekil 3.1. Deney düzeneğinin şematik gösterimi

Test odası içerisindeki farklı noktaların hava sıcaklığındaki değişimler de incelenmiştir. Bu kapsamda oda içerisine yerleştirilmiş 12 adet NTC sıcaklık sensörü kullanılmıştır. Bu

sensörler dikey ekseninde tabandan 5 mm, 1000 mm, 1500 mm ve tavadan 5 mm olacak şekilde konumlandırılmıştır. Yatay ekseninde ise radyatörün bağlı olduğu duvardan 600 mm, 1000 mm ve test odasının merkezine tekabül eden 1750 mm uzaklıklara konumlandırılmıştır. Bu sensörlerin konumları ise şematik olarak Şekil 3.2’de verilmiştir.

Ayrıca panel radyatörün altına seri bir şekilde yerleştirilmiş olan 12 adet fandan oluşan fan ünitesinin hava hızına etkisini gözlemleyebilmek için panel radyatörün üst ızgarasının üzerine Testo 410i pervaneli anemometre yerleştirilmiştir. Şekil 3.2’de gösterilen P2 ve P3 noktalarına Testo 405i ısı anemometre ve Testo 605i termohigrometre ölçüm cihazları eklenerek aynı konumlarda bulunan NTC sıcaklık sensörlerinden alınan verilerin doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Bu ölçüm cihazlarından alınan veriler ise akıllı telefon uygulamaları sayesinde kablosuz bir şekilde bilgisayar ortamına kaydedilebilmiştir.



Şekil 3.2. Test odasına yerleştirilmiş sıcaklık sensör konumlarının şematik gösterimi

Panel radyatörün ön yüzey bölgesindeki sıcaklığındaki değişimler ise Testo 865 infrared termal kamerasıyla gözlenebilmiştir. Ayrıca termal kameradan alınan verilerin doğrulaması için Testo 805i infrared termometresiyle lokal olarak ölçümler yapılarak termal kamera sonuçlarıyla karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir.

Hem NTC sıcaklık sensörlerinin sonuçlarıyla hem de termal kamera sonuçlarıyla yapılan karşılaştırmalarda elde edilen sonuçların uyum içerisinde olduğu tespit edilmiştir.

Panel radyatörün alt bölgesine paneller arasında doğal taşınım ile yükselen havanın hızına arttırabilmek için yerleştirilmiş fan ünitesi yerleştirilmiştir. Bu fan ünitesi paneller arasındaki geleneksel panel radyatörlerde doğal taşınım ile yükselen havayı akışa zorlayarak burada zorlanmış taşınım gerçekleşmesine olanak sağlamaktadır. Bu paneller arasından hızlanarak yükselen nispeten sıcak hava odanın önce tavanına sonra da diğer noktalarına doğru yönelim göstermektedir. Böylelikle fanlı radyatör sayesinde odanın daha büyük bölümünde ısınmış hava hacmi bulunur (Bayram ve Koç, 2023; Ganter ve diğerleri, 2016).

Fan Ünitesi 80 mm çapa sahip olup genellikle bilgisayar soğutma işleminde kullanılan 12 adet seri bir şekilde bağlanmış DC motorlu standart fanlardan oluşmaktadır ve panel radyatörün tüm alt bölgesini kaplamaktadır (Şekil 3.1). Bu fanlar 35 CFM üfleme gücüne sahiptir. Tek bir fan 12 Volt voltaj kullanır ve maksimum kapasitede döndürüldüğünde 0,2 Amper akım çeker. Fan ünitesinin elektrik tüketimi kritik olmasına rağmen, fan ünitesinin toplam güç tüketimi, tüm fanlar maksimum hızda çalıştırıldığında bile yalnızca 28,8 W'tır. Ayrıca fan hızı dikkate alınarak voltaj kontrol edilebilmekte ve daha düşük hız değeri koşullarında enerji tüketim değerleri daha az olmaktadır. Fanların voltajları fan hızı dikkate alınarak motor kontrol devresi kullanılarak manuel olarak ayarlanmıştır. Ayrıca hız değerleri deney boyunca sabit tutulmuştur.

Test odasındaki hava sıcaklık değerleri, radyatörün giriş/çıkış kesitlerindeki su sıcaklık değerleri ve üst ızgara üzerindeki hava değerlerinin hız verileri her 10 saniyede bir ölçülerek kayıt altına alınmıştır. Ayrıca radyatör ön panelindeki sıcaklık dağılımındaki değişiklikler her 300 saniyede bir termal kamera ile kaydedilmiştir. Deneyler radyatörün üst ızgara bölgesinin hemen üzerindeki farklı giriş sıcaklığı ve hava hızı değerlerinde 20 dakika süre ile gerçekleştirilmiştir. Giriş sıcaklığı 5°C'lik artışlarla 40–50°C aralığında değiştirilmiştir. Hava hızı değerleri 0,5 m/s'lik artışlarla 0,5-2,5 m/s aralığında değişim göstermiştir. Deneylere başlamadan önce fan hızları ayarlanarak hava hızı değerleri oda sıcaklığında sabit tutulmuştur. Deney süresince giriş sıcaklığı ve fan hızı değerleri değiştirilmemiştir. Giriş suyunun kütleli debisi de tüm deneyler için 0,0278 kg/s'de sabit tutulmuştur. Test odasının

iç ortamı şartlandırılmadığı için tüm deneyler 14°C iç ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiş ve deneylere ancak aynı başlangıç koşulları sağlandığında başlanmıştır.

Bu çalışma kapsamında ayrıca bir belirsizlik analizi de gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, Moffat (Moffat, 1988) tarafından önerilen denklemler kullanılmıştır (Denklem 19). Deneylerde kullanılan her ölçüm cihazının doğruluğu Δ sembolü ile temsil edilmektedir. Bu cihazların teknik özellikleri ise Tablo 3.1’de sunulmuştur. T , $\dot{m}$ ve v sırasıyla deneyler sırasında ölçülen sıcaklık, kütleli debi ve hız değerlerini ifade etmektedir. Ayrıca t ve Δt sırasıyla ölçüm cihazının toplam süresini ve zaman aralığını temsil etmektedir. Genel olarak, deney sonuçlarındaki maksimum belirsizliğin $\pm\% 6$ aralığında olduğu bulunmuştur.

$$\text{Toplam hata (\%)} = \left[\left(\frac{\Delta T}{T} \right)^2 + \left(\frac{\Delta \dot{m}}{\dot{m}} \right)^2 + \left(\frac{\Delta v}{v} \right)^2 + \left(\frac{\Delta t}{t} \right)^2 \right]^{1/2} \quad (19)$$

Çizelge 3.1. Deneysel çalışmada kullanılan ölçüm cihazlarının teknik özellikler

Ölçüm cihazı	Ölçüm aralığı	Doğruluk
PT 100	-50°C - 400°C	$\pm 0,01^\circ\text{C}$
Testo 410i pervaneli anemometre	0,4 m/s - 30 m/s	$\pm 0,2 \text{ m/s}$
Testo 405i ısı anemometre	-20°C - 60°C	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Testo 605i termohigrometre	-20°C - 60°C	$\pm 0,5^\circ\text{C}$
Testo 805i infrared termometre	-30°C - 250°C	$\pm 2^\circ\text{C}$
Testo 865 infrared termal kamera	-20°C - 280°C	$\pm 2^\circ\text{C}$
Ultrasonik debimetre	0,05 m ³ /h - 50 m ³ /h	

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

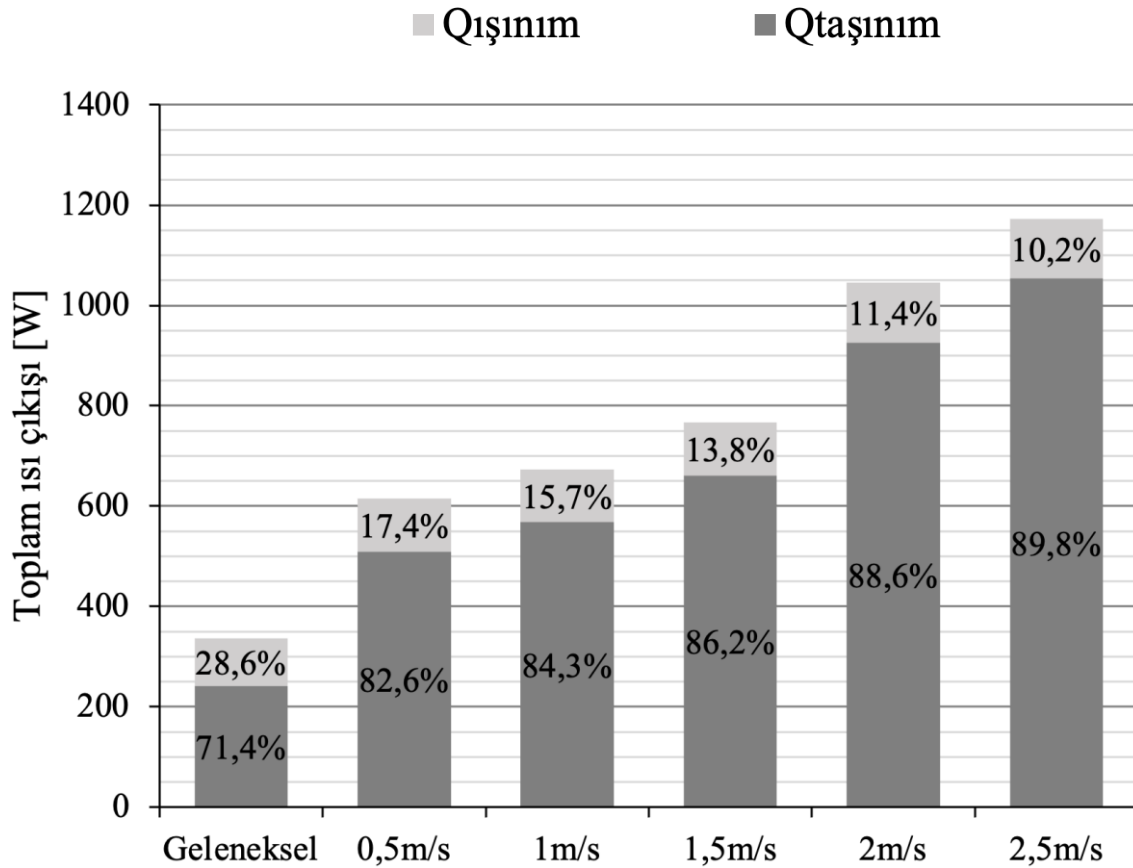
Bu çalışmada, konutların iç ortam ısıtma ihtiyacını karşılamak amacıyla kullanılan panel radyatörlerin ısıtma performansı, TBSE bağlantı tipine sahip Tip-22 panel radyatör kullanılarak deneysel olarak incelenmiştir. Yapılan deneylerle radyatörün dönüş sıcaklığı, toplam ısı üretim değerleri, taşınım ve ışınila ısı transfer oranları, test odası içerisinde belirlenen noktalardaki hava sıcaklık değerler ve radyatör ön panelindeki sıcaklık dağılımı sonuçları farklı fan hızı ve giriş sıcaklığı koşulları altında elde edilerek değerlendirmeler gerçekleştirilmiştir.

Deneylelerden elde edilen sonuçlarla yapılan hesaplamalarda panel radyatördeki toplam ısı üretim değerleri ve bu değerler içerisindeki taşınım ve ışınila olan ısı transferinin oranları ayrıntılı bir şekilde 40°C, 45°C ve 50°C giriş sıcaklık değerleri için sırasıyla Şekil 4.1, Şekil 4.2 ve Şekil 4.3'te verilmiştir.

Sonuçlar incelendiğinde, tüm durumlarda farklı toplam ısı çıkışı değerleri elde edilmesine rağmen tüm giriş sıcaklık değerlerinde benzer eğilimler görülmektedir. Şekil 4.1'de sunulan 40°C giriş sıcaklığı koşulunda gerçekleştirilen deneylerin sonuçlarında, fan ünitesinin devreye alınmadığı havalandırmasız (geleneksel) durum sonuçları incelendiğinde, panel radyatörden toplam ısı çıkışı yaklaşık 337 W olarak hesaplanmıştır. Bu değerin yaklaşık 241 W'ı taşınım ve ısı transferiyle gerçekleşirken yaklaşık 96 W'ı ise ışınila gerçekleşmiştir. Ayrıca taşınım ve ışınila gerçekleşen ısı transfer oranları ise sırasıyla %71,4 ve %28,6 olarak hesaplanmıştır.

Fan ünitesi en düşük fan hızı durumunda olacak şekilde çalıştırıldığında, panel radyatörden gerçekleşen ısı çıkışı 337 W'tan yaklaşık 616 W'a yükselmiştir. Bu durumda, ışınila gerçekleşen ısı transferinin oranında ise %28,6'dan %17,4'e büyük bir düşüş gözlenmiştir. Panel radyatörün üst ızgara bölgesinde ölçülen hız değeri 0,5 m/s'den 1 m/s ve 1,5 m/s hızlarına çıkarıldığında ise panel radyatörden gerçekleşen ısı çıkışı değerlerinin sırasıyla yaklaşık 674 W ve 767 W'a değerlerine yükseldiği tespit edilmiştir. Hava hız değeri bir üst kademe olarak belirlenen 2 m/s mertebesine çıkarıldığında ise panel radyatörün çıkış sıcaklığı 31°C olarak ölçülmüştür. Bu yüksek sıcaklık düşüşü toplam ısı çıkışında artışa neden olmuş ve bu değer yaklaşık 1045 W olarak hesaplanmıştır. Fan ünitesi maksimum seviyede çalıştırıldığında elde edilen 2,5 m/s hava hız değerinde ise panel radyatörün giriş

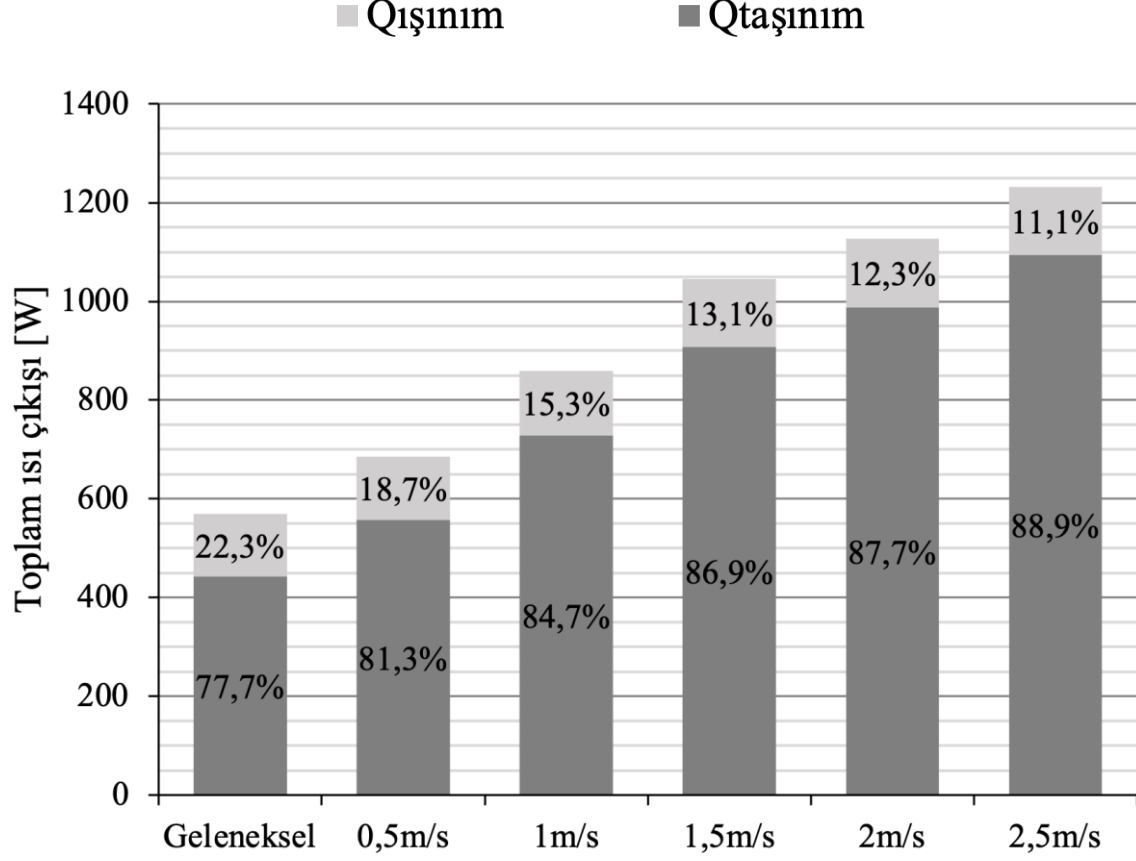
ve çıkış sıcaklık değerleri arasındaki farkın $10,1^{\circ}\text{C}$ 'ye yükseldiği ölçülmüştür. Bu durumda panel radyatörden gerçekleşen ısı çıkışı yaklaşık 1173 W olarak hesaplanmıştır. Bu değer %10,2'sine tekabül eden yaklaşık 120 W'lık bir kısmı ışınlımla ısı transferi olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 4.1. 40°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlımla olan toplam ısı transferi

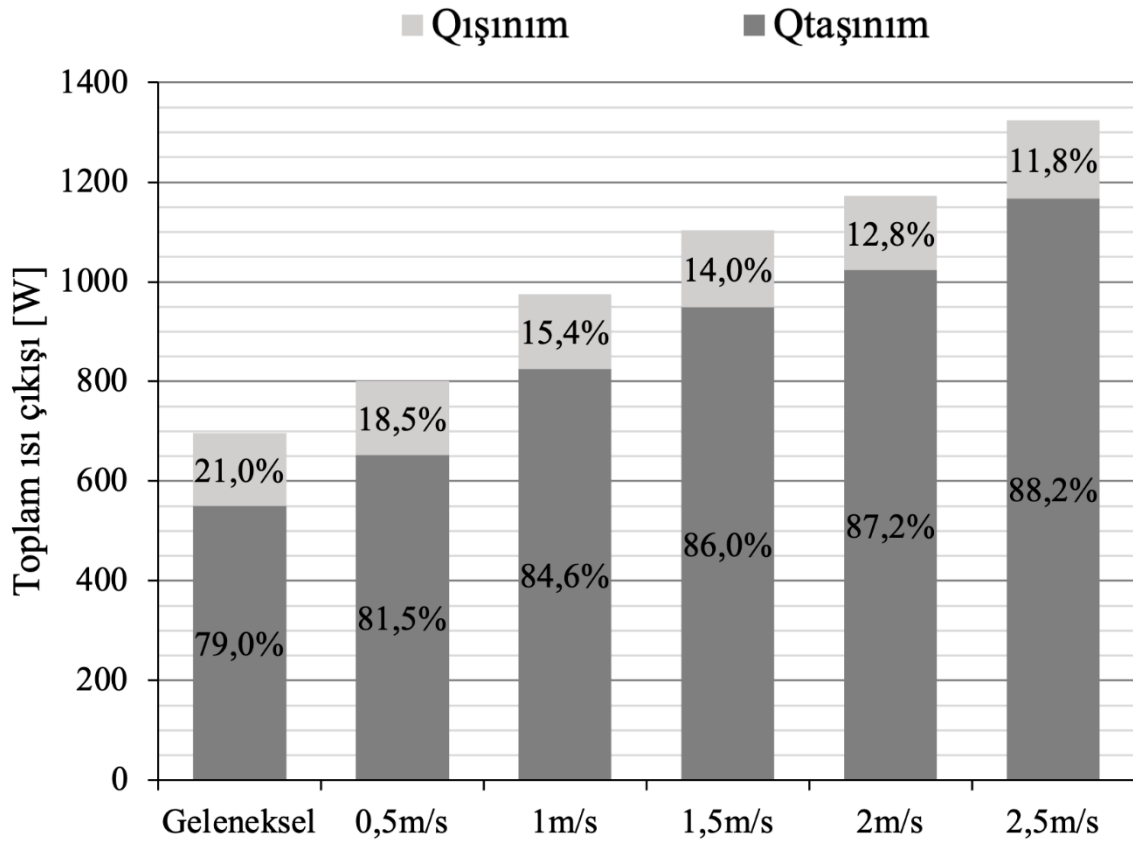
Şekil 4.2'de 45°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Fan ünitesinin devrede olmadığı durum olan geleneksel panel radyatör durumunda panel radyatörde toplam ısı çıkışı yaklaşık 569 W olup bu değer 442 W'lık bölümü taşınım ve 127 W'lık bölümü ise ışınlımla ısı transferi olarak gerçekleşmiştir. Fan ünitesi devreye girdiğinde ise bu değer yaklaşık 685 W ile 1231 W arasında değişim göstermiştir. Maksimum fan hız durumunda ışınlımla gerçekleşen ısı transferi yaklaşık 137 W olarak hesaplanmıştır. Ancak geleneksel durumdaki değere çok yakın olan bu değer toplam ısı çıkışındaki oranı geleneksel durumda %22,3 iken maksimum fan hız durumunda %11,1 olarak hesaplanmıştır. Fan ünitesinin devrede olmadığı durumda panel radyatörün çıkış sıcaklığı $40,1^{\circ}\text{C}$ iken fan hızı 2,5 m/s hava hızına sebep olacak şekilde çalıştırıldığında bu

değer $34,4^{\circ}\text{C}$ 'ye kadar düşüş göstermiştir. Ayrıca toplam ısı çıkışı iki katından fazla artarak yaklaşık 569 W'tan 1231 W'a yükselmiştir.



Şekil 4.2. 45°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlama ile olan toplam ısı transferi

Şekil 4.3'te 50°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden elde edilen sonuçlar sunulmuştur. Havalandırmaz durumda yaklaşık 697 W olan toplam ısı çıkışı, fan ünitesi minimum kapasitede çalıştırıldığında yaklaşık 801 W'a yükselmiştir. Maksimum fan hızı koşulunda toplam ısı çıkış değeri ise yaklaşık 1324 W olarak hesaplanmıştır. Yani fan ünitesi devreye girdiğinde panel radyatör çıkış sıcaklığında $0,9^{\circ}\text{C}$ ile $5,4^{\circ}\text{C}$ arasında bir sıcaklık düşüşü gözlenmiştir. 50°C giriş sıcaklığı koşulunda ışınlama ile ısı transfer oranı sonuçlarına bakıldığında ise havalandırmaz durumda % 21 olan bu oran fan ünitesinin devreye girmesi ve fan hızının artmasıyla birlikte %11,8'e kadar düşüş göstermiştir.



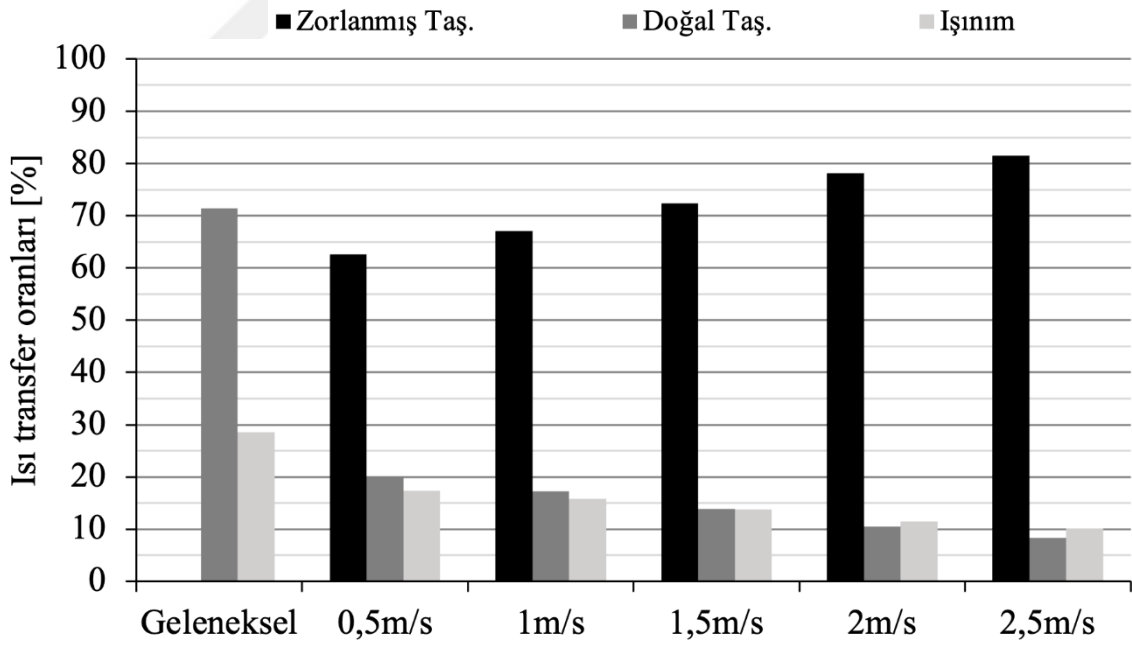
Şekil 4.3. 50°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden taşınım ve ışınlama ile olan toplam ısı transferi

Panel radyatörden doğal ve zorlanmış taşınım ve ışınlama ile gerçekleşen ısı transfer oranları ayrıntılı bir şekilde 40°C, 45°C ve 50°C giriş sıcaklık değerleri için sırasıyla Şekil 4.4, Şekil 4.5 ve Şekil 4.6’da verilmiştir.

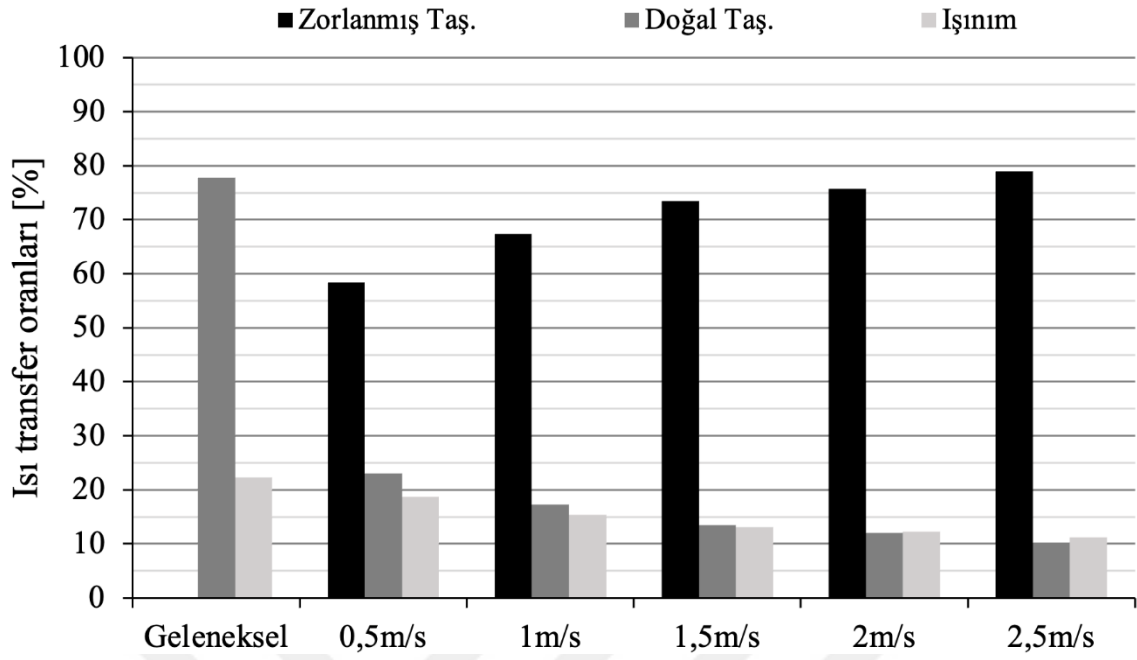
Havalandırmanın olmadığı (geleneksel) durumda, hava hareketi üzerinde herhangi bir dış kuvvet etkisi olmadığından ısı transferi yalnızca doğal taşınım ve ışınlama ile gerçekleştiği bilinmektedir. Fan ünitesi devreye girdiğinde ise doğal taşınım ile gerçekleşen ısı transfer oranının önemli ölçüde azaldığı ve tüm fan hızı ve giriş sıcaklığı koşullarında zorlanmış taşınım ile ısı transferinin daha baskın hale geldiği gözlenmiştir. Minimum fan hızı koşulunda doğal taşınım ile ısı transfer oranı ortalama %22 iken fan hızının artmasıyla birlikte bu oran azalmış, en yüksek fan hızı koşulunda ise ortalama %10’a kadar düşüş göstermiştir. Öte yandan panel radyatörün üst ızgara bölgesindeki hava hızı 0,5 m/s’den 2,5 m/s’ye çıkarıldığında zorlanmış taşınım ile ısı transfer oranı ortalama %60’tan ortalama %79’a çıkmıştır. Ayrıca giriş sıcaklığının artmasıyla zorlanmış taşınım ile ısı transfer oranının azaldığı da görülmüştür. 40°C giriş sıcaklığında en düşük ve en yüksek fan hızı koşullarında

zorlanmış taşınım ile ısı transfer oranı sırasıyla %62,6 ve %81,5 iken, giriş sıcaklığı 50°C'ye çıktığında bu oranlar sırasıyla %58,6 ve %77'ye düşmüştür.

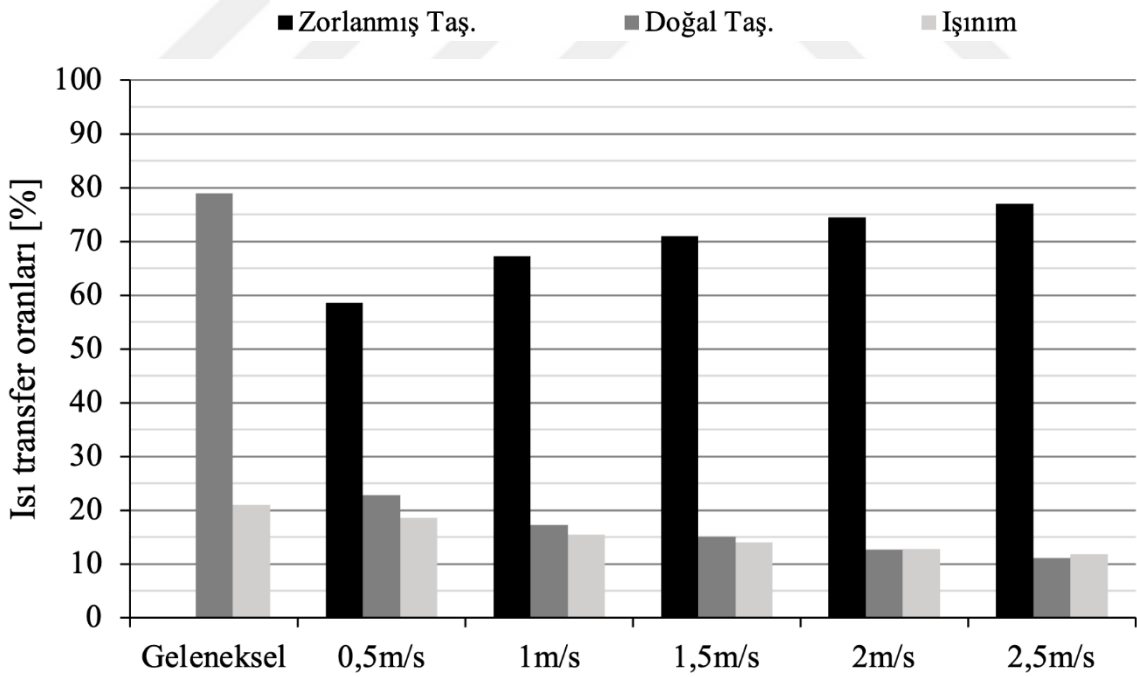
Işınım ile ısı transfer oranı sonuçları incelendiğinde, havalandırmasız durumda %28,6 ile %21 arasında değiştiği görülmüştür. Yukarıda bahsedildiği gibi mevcut literatüre göre ısınım yoluyla ısı transfer oranı %20 ile %40 arasında değişmekte olup, elde edilen sonuçların literatürdeki sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür (Johansson, 2011; Aydın, 2013). Fan ünitesinin devreye girmesiyle birlikte ısınım yoluyla ısı transfer oranlarında azalmalar gözlenmiştir. 40°C giriş sıcaklığında fan ünitesi çalışmadığında ısınım ile ısı transfer oranı %28,6 iken bu oran fan ünitesi çalışırken fan hızına bağlı olarak %17,4 ile %10,2 arasında değişim göstermiştir. 45°C ve 50°C giriş sıcaklığı koşullarında farklı oran değerleri elde edilmesine rağmen bu oranlarda benzer eğilimler gözlenmiştir. Genel olarak fan hızının artmasıyla ısınım yoluyla ısı transfer oranı azalsa da taşınım yoluyla ısı transferinde görülen artış ısınımdaki bu azalmayı önlemiş ve radyatörden toplam ısı çıkışı daha fazla artmıştır.



Şekil 4.4. 40°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ısınım ile ısı transfer oranlarının dağılımı



Şekil 4.5. 45°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ışınlımla ısı transfer oranlarının dağılımı

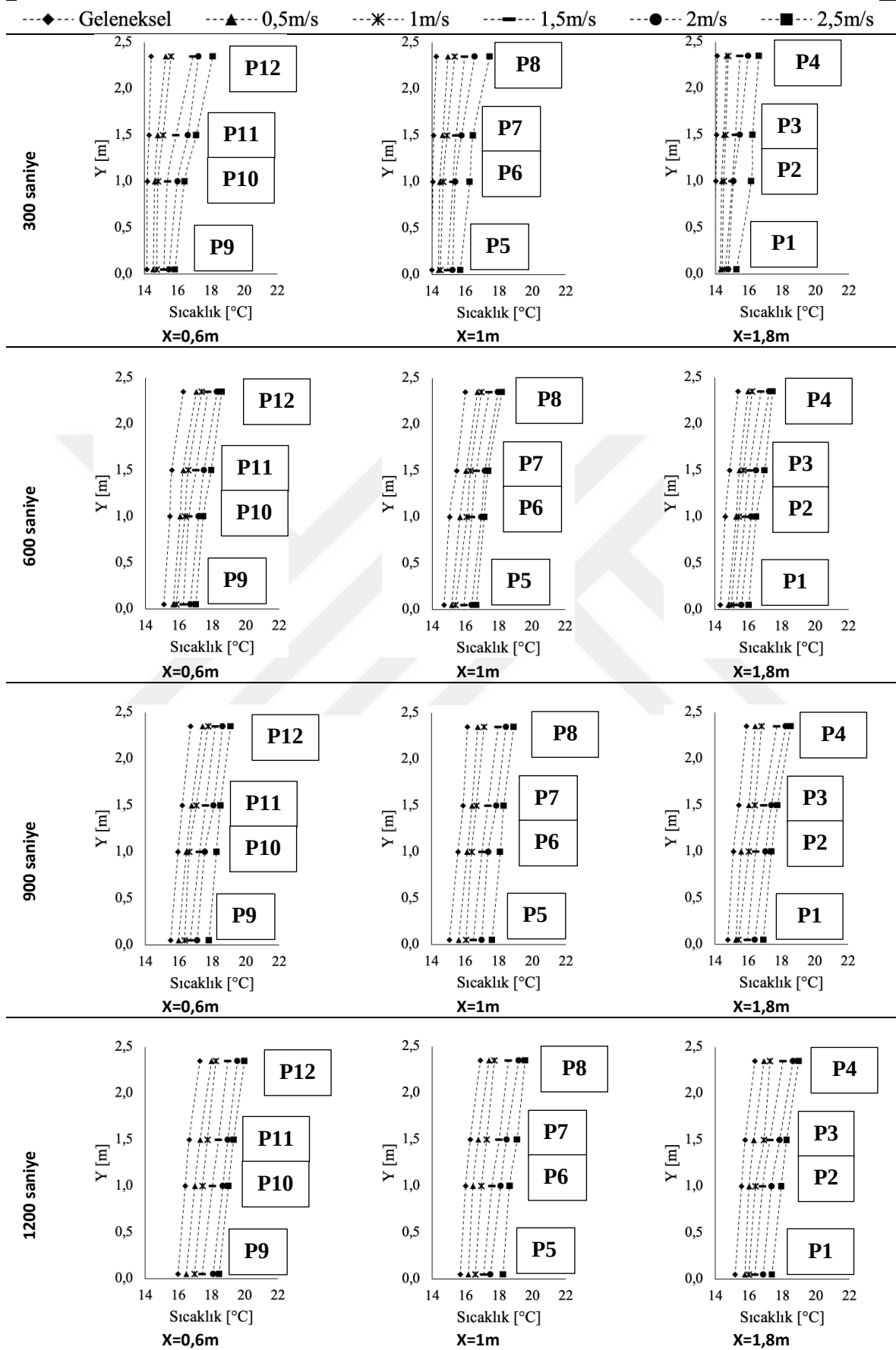


Şekil 4.6. 50°C giriş sıcaklığına sahip panel radyatörden doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ışınlımla ısı transfer oranlarının dağılımı

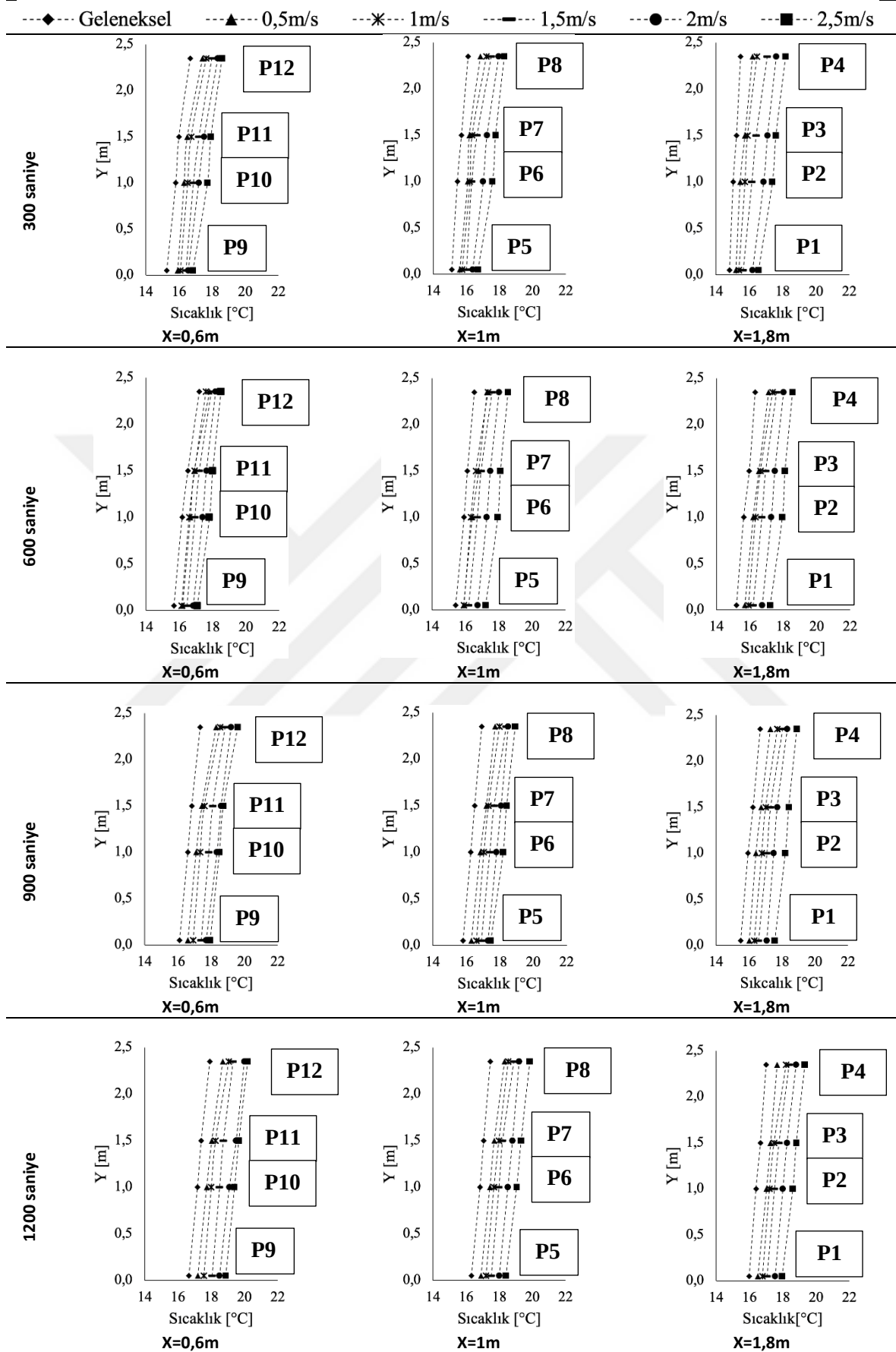
Test odasındaki hava sıcaklık değerleri odaya yatay ve dikey olarak farklı seviyelere yerleştirilen sıcaklık sensörleri ile ölçölmüştür. 40°C, 45°C ve 50°C giriş sıcaklık değerleri için elde edilmiş olan test odasındaki sıcaklık değerleri ise şekil 4.7, şekil 4.8 ve şekil 4.9’da detaylı bir şekilde sunulmuştur.

40°C giriş sıcaklığı ve havalandırma yapılmaması koşullarında P12 noktasındaki sıcaklık değeri 300. saniyede 14,4°C olarak ölçölmüş ve deney sonunda 17,3°C’ye kadar çıkmıştır. Aynı noktada minimum ve maksimum fan hızı koşullarında 300. saniyede sırasıyla 15,3°C ve 18°C olarak ölçölen sıcaklık değerleri, deney sonunda 18°C ve 20°C’ye kadar yükseldiği görölmüştür. Deney sonunda X=1,8 m’de zemine en yakın nokta olan P1 noktasında sadece 1,2°C’lik bir artış gözlenmiştir. Fan ünitesi devreye girdiğinde bu noktadaki artış 1,8°C ile 3,4°C arasında değişmiştir.

Giriş sıcaklık değeri 45°C’ye çıkarıldığında P12 noktasında havalandırmanın olmadığı durumda sıcaklık değeri 3,9°C artarken minimum ve maksimum fan hızlarında bu değer 4,7°C ile 6,3°C arasında değişim göstermiştir. Deney sonunda fan ünitesi çalıştırılmadığında P1 noktasındaki sıcaklık değerinde 2°C’lik bir artış gözlenirken, fanın devreye girmesiyle bu değer 4°C’ye yükselmiştir.

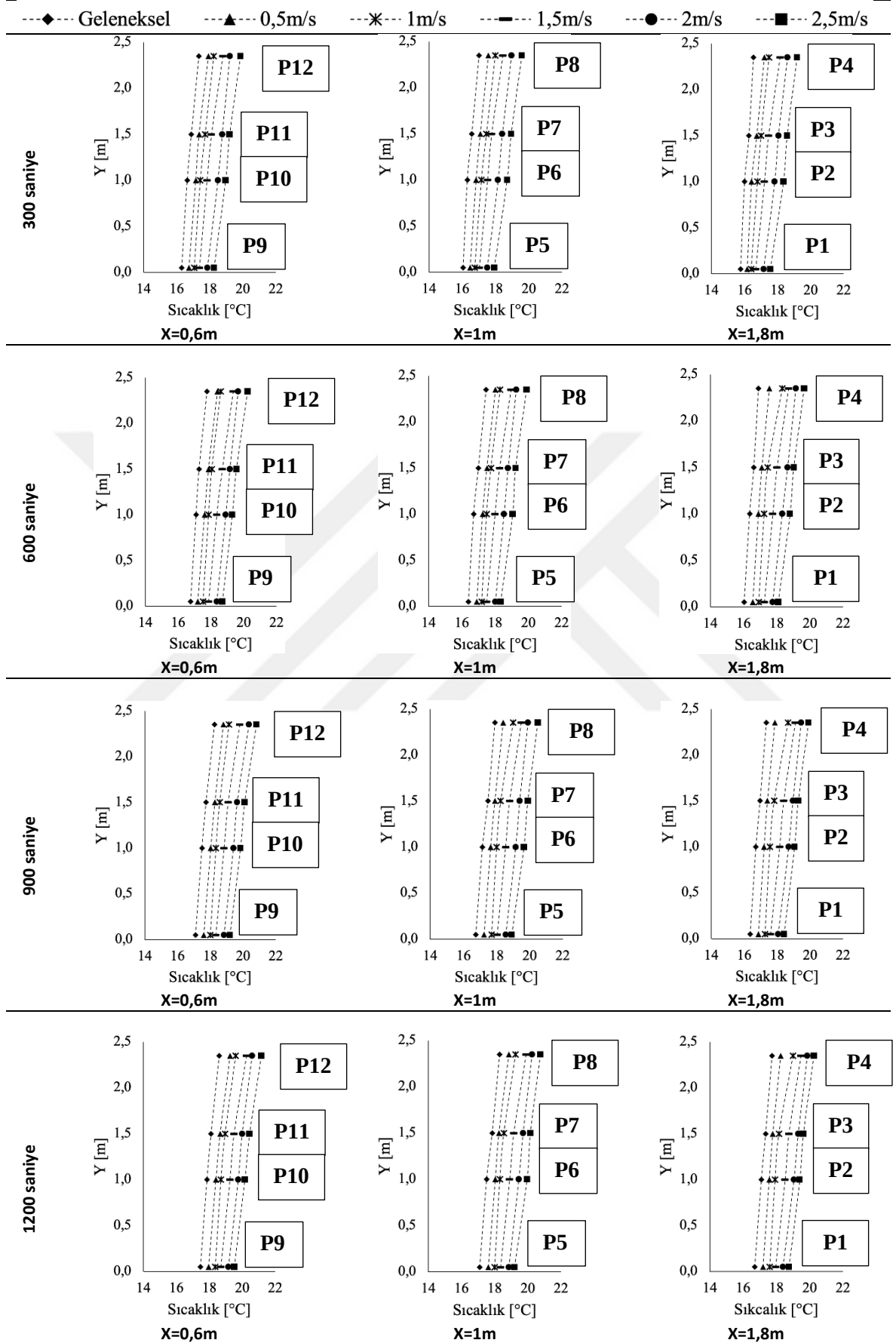


Şekil 4.7. 40°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri



Şekil 4.8. 45°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri

Giriş sıcaklığı 50°C olan durumların hava sıcaklığı değerleri incelendiğinde maksimum hava sıcaklığı P12 noktasında 21,2°C olarak elde edilmiştir. Aynı koşullar altında havalandırmanın olmadığı durumda hava sıcaklığı değeri 18,6°C olarak ölçülmüştür. Ölçüm aralığının ortasında ve 1200. saniyede P6 ve P7 noktalarında ölçülen sıcaklık değerleri incelendiğinde, en düşük giriş sıcaklığı ve havalandırmanın olmadığı koşullarda sırasıyla 16°C ve 16,3°C olarak ölçülmüştür. Fan ünitesi devreye girdiğinde bu değerler sırasıyla 16,4-16,8°C ve 18,6-19,1°C arasında değişim göstermiştir. Giriş sıcaklık değeri maksimuma ayarlandığında havalandırmanın olmadığı durumda P6 ve P7 noktalarındaki sıcaklık değerleri sırasıyla 17,5°C ve 17,9°C olarak ölçülmüştür. Fan ünitesi devreye girdiğinde P6 ve P7 noktalarındaki hava sıcaklık değerleri minimum ve maksimum fan hızlarına göre sırasıyla 18-18,3°C ve 20-20,2°C arasında değişmektedir.

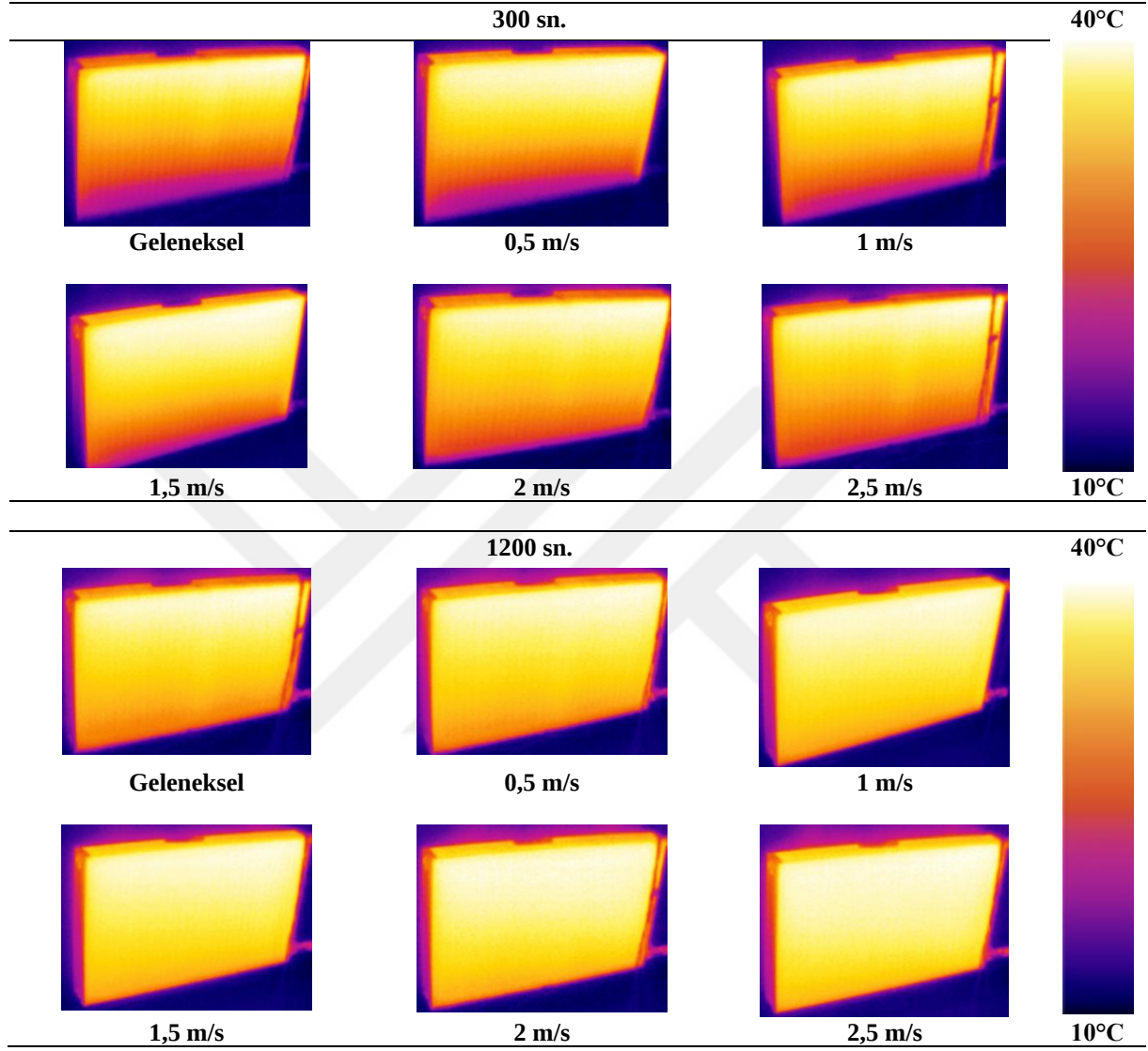


Şekil 4.9. 50°C giriş sıcaklık koşulunda test odasındaki hava sıcaklık değerleri

Genel olarak yoğunluk farkından dolayı hava sıcaklık değerlerinin tavandan tabana doğru beklendiği gibi düştüğü gözlenmiştir. Ayrıca test odasında dikey hava sıcaklık farkı değerleri de hesaplanmıştır. Bu fark değeri eşik sınırlarını aşmamalı ve daha fazla ısı konfor koşulunu sağlamak için daha düşük olmalıdır. ASHRAE 55 (American society of heating refrigerating and air) ve ISO 7730 (İnternational Organization for Standardization) standartlarına göre bu değerlerin ayak bileği ve baş seviyeleri için 3°C'nin altında olması gerekmektedir (ASHRAE-55; EN ISO 7730; Wu, Zhang, Liu, and Cheng, 2022). Ölçülen sıcaklık değerleri incelendiğinde tüm giriş sıcaklığı ve fan hızı koşullarında dikey hava sıcaklık farkı değerlerinin bu limitleri aşmadığı görülmüştür. Ayrıca bu dikey hava sıcaklık farkı değerlerinin geçen süre ile azaldığı da gözlenmiştir. Ayrıca Y=1 m ve Y=1,5 m konumlarındaki noktalar arasındaki dikey hava sıcaklık farkı değerlerinin ardışık diğer noktalar arasındaki farklardan daha düşük olduğu fark edilmiştir. Fan hızı değerlerinin artırdıkça artmasıyla odadaki hava sıcaklık değerlerinin de arttığı sonucuna varılmıştır. Ancak havalandırmanın olmadığı ve 0,5 m/s olduğu durumlar arasındaki hava sıcaklığı farkının diğer ardışık durumlar arasındaki farktan daha fazla olduğu görüldü. Ayrıca 3,5 m'den yüksek iç ortamlarda geleneksel panel radyatörlerin kullanılması tavan seviyesinde ısı birikmesine neden olabileceğinden, fanlı radyatörler ile zorlanmış taşınım sağlanarak bu ısı birikiminin önüne geçilebileceği düşünülmektedir.

Şekil 4.10'da 40°C giriş sıcaklığı koşulunda fan eklenmesinin radyatörün ön panelindeki sıcaklık dağılımlarına 300. ve 1200. saniyelerdeki etkileri gösterilmiştir. 300. saniyedeki sonuçlar incelendiğinde, tüm durumlarda radyatörün alt ve üst kısmı arasında gözle görülür sıcaklık farkları görülürken, havalandırma yapılmaması durumunda ise daha hissedilir bir farklılık olduğu görülmüştür. Fan hızının artırılmasıyla radyatör ön panelinde daha homojen bir sıcaklık dağılımı gözlenmiştir. 1200. saniyedeki sonuçlar incelendiğinde ise yine maksimum sıcaklık farkının havalandırma yapılmayan durumda elde edilmesine rağmen 300. saniye sonucuna göre bu fark oldukça azalmıştır. Daha homojen ve daha sıcak bir sıcaklık dağılımı elde edilerek taşınım ile ısı transferinin yanı sıra ışıma ile ısı transferinin de iyileştirilebileceği bilinmektedir (Çalışır ve diğerleri, 2017). Her iki termal görüntünün alınması sırasında üst ızgara alanında hava hızının artmasıyla birlikte ön panelde hem daha homojen hem de daha sıcak sıcaklık dağılımlarının elde edildiği gözlenmiştir. Ayrıca Şekil 4.1-3'te gösterilen sonuçlarda da görüldüğü gibi bu istenen dağılımlara sahip durumların toplam ısı çıkışı değerlerinin daha yüksek olduğu belirtilmiştir. Tüm durumlarda suyun giriş

ve çıkış bölgesinin aynı kenarda olduğu TBSE bağlantı tipi kullanıldığında, sıcaklık dağılımlarında beklendiği gibi kavisli alanlar oluşmuştur.



Şekil 4.10. 40°C giriş sıcaklığı ve farklı fan hızı koşulları için deneysel termal kamera görüntülerinin karşılaştırılması

5. SONUÇ

Bu çalışmada radyatör giriş sıcaklığını arttırmadan veya radyatörü daha büyük yüzey alanına sahip bir radyatörle değiştirmeden mevcut radyatörden ısı çıkışını artırmak için radyatörün altına fan ünitesi yerleştirilmesinin etkileri deneysel olarak araştırılmıştır. Deneyler, Tip-22 panel radyatör ve on iki adet DC motor tahrikli fandan oluşan fan ünitesi kullanılarak bir test odasında, farklı giriş suyu sıcaklık ve fan hızı koşullarında gerçekleştirilmiştir. Ayrıca fanlı radyatör olarak adlandırılan radyatörün ısı çıkış artışı ve ısı transfer mekanizmalarının oranlarındaki değişimleri ve radyatör ön panelindeki sıcaklık dağılımları incelenmiştir. Test odasında farklı noktalardaki hava sıcaklık değerleri de ölçülmüştür. Bu çalışmanın elde edilen temel sonuçlar ise aşağıda sıralanmıştır:

- Fan ünitesinin devrede olmadığı havalandırmasız durumda, 40°C giriş sıcaklığı koşulunda toplam ısı çıkışı yaklaşık 337 W olmuştur. Fan ünitesi en düşük fan hızı durumunda devreye girdiğinde ise çıkış sıcaklığı 37,1°C'den 34,7°C'ye düşüş göstermiştir. Çıkış sıcaklığındaki azalma, radyatörün ısı çıkışında önemli bir iyileşme sağlamış ve yaklaşık 337 W'tan 616 W'a yükselmiştir. Ayrıca, fan ünitesi maksimum hızda döndürüldüğünde, giriş ve çıkış sıcaklığı arasındaki sıcaklık farkı da artmıştır. Bu iki değer arasındaki fark 10,1°C olarak ölçülmüş ve toplam ısı çıkışı yaklaşık 1173 W olarak hesaplanmıştır.
- Diğer giriş sıcaklığı koşullarında da toplam ısı çıkışında artış olmasına rağmen artış oranının 40°C giriş sıcaklığı koşulundaki kadar olmadığı görülmüştür. Ayrıca giriş sıcaklığının artmasıyla birlikte, maksimum fan hızı koşulundaki toplam ısı çıkışı değerlerinin havalandırmanın olmadığı durumdaki değerlere göre oranının azaldığı gözlenmiştir. Fanlı radyatörlerin daha düşük giriş sıcaklığı koşullarında daha etkili olabileceği düşünülmektedir.
- Fan ünitesinin devreye girmesiyle birlikte ışıınımla olan ısı transfer oranının azaldığı gözlenmiştir. 40°C giriş sıcaklığında fan ünitesi çalışmadığında ışıınım ile ısı transfer oranı %28,6 iken bu oran fan ünitesi çalışırken fan hızına bağlı olarak %17,4 ile %10,2 arasında değişim göstermiştir. 45°C ve 50°C giriş sıcaklığı koşullarında farklı oran değerleri elde edilmesine rağmen bu oranlarda da benzer eğilimler gözlenmiştir.
- Üst ızgara alanındaki hava hızı 0,5 m/s'den 2,5 m/s'ye çıkarıldığında zorlanmış taşınım oranı ortalama %60'tan ortalama %79'a çıkmıştır. Ayrıca giriş sıcaklığının artmasıyla

zorlanmış taşınım ile ısı transfer oranının azaldığı da görülmüştür. 40°C giriş sıcaklığında en düşük ve en yüksek fan hızı koşullarında zorlanmış taşınım ile ısı transfer oranı sırasıyla %62,6 ve %81,5 iken, giriş sıcaklığı 50°C'ye çıktığında bu oranlar sırasıyla %58,6 ve %77'ye düşmüştür.

- Doğal taşınım ile ısı transfer oranı da önemli ölçüde azalmış ve tüm fan hızı ve giriş sıcaklık koşullarında zorlanmış taşınım daha baskın hale gelmiştir. Genel olarak, fan hızının artmasıyla doğal taşınım ve ışıma yoluyla ısı transfer oranları azalsa da bu azalmanın zorlanmış taşınım ile telafi edilmesi nedeniyle radyatörden toplam ısı çıkışının daha fazla arttığı tespit edilmiştir.

- Test odası içerisindeki dikey hava sıcaklık farkı değerleri de hesaplanmış ve belirlenen limitler dahilinde olduğu görülmüştür. Ayrıca Y=1 m ve Y=1,5 m konumlarındaki noktalar arasındaki dikey hava sıcaklık farkı değerlerinin ardışık diğer noktalar arasındaki farklardan daha düşük olduğu fark edilmiştir.

KAYNAKLAR

- Akçimen, M., Sütçüoğlu, O.C. and Bayram, H. (2022, July 1-3). *Experimental and Numerical Investigation of the Effect of Panel Radiators on Indoor Air Temperature*. International Gap Summit Scientific Research Congress, 9, Adıyaman.
- Ashrae, Standard 55-2020: Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy, ASHRAE, Atlanta (USA), 2020.
- Aydar, E. (2014). *Determination of Heat Output of Panel Radiators Using CFD and Investigation of Alternative Designs*, Yayınlanmamış Doktora Tezi, Department of Mechanical Engineering, Marmara University, İstanbul.
- Aydın, S. (2013). *Development of a New Generation Panel Radiator for Low Inlet Water Temperatures*, MSc Thesis, Graduate School of Natural and Applied Sciences Department of Energy, Bursa.
- Bayram H. ve Koç N. (2023). Experimental Investigation Of The Effects Of Add-On Fan Radiators On Heat Output And Indoor Air Temperature. *Case Studies in Thermal Engineering*, 50 (1), 103432.
- Çalışır, T., Yazar, H. O., Başkaya, S. and Yücedağ, S. (2016). Experimental and numerical prediction of flow field around a panel radiator, *International Scientific Journal, Journal of Environmental Science*, 5(1).
- Çalışır, T., Yazar, H. O. and Başkaya, S. (2017). Determination of the effects of different inlet-outlet locations and temperatures on PCCP panel radiator heat transfer and fluid flow characteristics. *International Journal of Thermal Sciences*, 121(3):322-335.
- Çalışır, T., Yazar, H. O. and Başkaya, S. (2019). Thermal performance of PCCP panel radiators for different convector dimensions—An experimental and numerical study. *International Journal Of Thermal Sciences*, 137, 375-387.
- Çengel, Y. A. and Ghajar, A. J. (2015). *Isı ve Kütle Transferi*. V. Tanyıldızı (çev.). Ankara, PALME Yayıncılık.
- Eijdens, H. H. E. W., Boerstra, A. C. and Op't Veld, P.J.M. (2000). Annex 37: Low Exergy Systems for Heating and Cooling of Buildings. *Thermal Comfort and Energy Consumption*, 37.
- Ganter, N., Holmberg, S. and Pitsch, S. (2016). Achieving better thermal comfort and energy savings by low-temperature heating.
- Hesarakı, A., Ploskic, A. and Holmberg, S. (2015). Integrating Low-temperature Heating Systems into Energy Efficient Buildings. *Energy Procedia*, 78, 3043 – 3048.
- Holman, J.P. (2002). *Heat Transfer* (9.edition), McGraw-Hill Companies Inc. ISBN: 0-07-240655-0.

- ISO, EN ISO 7730, (2005). *Ergonomics of the Thermal Environment – Analytical Determination and Interpretation of Thermal Comfort Using Calculation of the PMV and PPD Indices and Local Thermal Comfort Criteria*, ISO, Geneva, 2005, p. 7730.
- Johansson, P. O. (2011). *Buildings and District Heating-Contributions to Development and Assessments of Efficient Technology*, Lund University, 2011.
- Johansson, P.O. and Wollerstrand, J. (2010, September 5-7). *Improved Temperature Performance Of Radiator Heating System Connected To District Heating By Using Add-On-Fan Blowers*. The 12th International Symposium on District Heating and Cooling, Tallinn, Estonia.
- Johansson, P-O., Lauenburg, P. and Wollerstrand, J. (2011). *The Impact From Building Heating System Improvements On The Primary Energy Efficiency Of A District Heating System With Cogeneration (First edition)*. Sweden: E-husets Tryckeri, Lund, 185.
- Kılıç, M. ve Sevilgen, G. (2009, 6-9 Mayıs). *İçinde Oturan İnsan Olan Radyatörle Isıtılan Bir Odadaki Isıl Konfor, Akış Ve Isı Transferinin Üç Boyutlu Sayısal Analizi*. IX. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi. Bursa.
- Moffat, R. J. (1998) Deneyisel Sonuçlardaki Belirsizlikleri Açıklamak. Deneyisel Termal ve Akışkan Bilimi, 1, 3-17.
- Myhren, A. J. (2011). *Potential Of Ventilation Radiators: Performance Assessment By Numerical, Analytical And Experimental Investigations*. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 63.
- Myhren, J. A. and Holmberg, S. (2007, A, June 10-14). *Energy Savings And Thermal Comfort With Ventilation Radiators – A Dynamic Heating And Ventilation System*. Proceedings of Clima 2007 WellBeing Indoors, Presented at the Clima 2007, Helsinki, Finland.
- Myhren, J. A. and Holmberg, S. (2007, B). *Summertime Cooling With Ventilation Radiators. Fluid and Climate Technology, Department of Constructional Engineering and Design*. Haninge-Stockholm, Sweden: KTH, Technology and Health, 6.
- Myhren, J. A. and Holmberg, S. (2009). Design Considerations With Ventilation-Radiator: Comparisons To Traditional Two-Panel Radiators. *Energy and Buildings*, 41(1), 92–100.
- Myhren, J. A. and Holmberg, S. (2011). Improving The Thermal Performance Of Ventilation Radiators E The Role Of Internal Convection Fins. *International Journal of Thermal Sciences* 50 (2) 115-123.
- Myhren, J.A. (2011). *Potential of Ventilation Radiators: Performance Evaluation by Numerical, Analytical and Experimental Means*, Ph.D. Thesis, KTH Royal Institute of Technology, Haninge-Stockholm, Sweden.

- Ploskic, A. and Holmberg, S. (2011). Low-Temperature Baseboard Heaters With Integrated Air Supply E An Analytical And Numerical Investigation. *Building and Environment*, 46 (1) 176-186.
- Puttige, A. R., Feng, K., Lu, W. and Olofsson, T. (2022). Are radiators ready for the challenges of the future: a review of advancements in radiators. *E3S Web of Conferences, EDP Sciences*, 356, 03024.
- Sevilgen, G. and Kilic, M. (2011). Numerical analysis of air flow, heat transfer, moisture transport and thermal comfort in a room heated by two-panel radiators. *Energy and Buildings*, 43(1), 137-146.
- Tol, İ. H. (2020). Improved Space-Heating Radiator Model: Focus On Set-Back Operation, Radiator Over-Dimensioning, And Add-On Fans. *Building Systems and Components*, 13: 317–334.
- Üçler, K., Kibar, A., Karabağ, B. ve Yiğit, K.S. (2015). Mekân İçerisinde, Pencere Altında Bulunan Radyatörlerin Etrafına Yerleştirilen Engellerin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, 12(4), (61-69).
- Wang, Q. (2016) *Low temperature Heating in Existing Swedish Residential Buildings - Toward Sustainable Retrofitting*. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 69.
- Wang, Q., Ganter, N., Ploskic, A. and Holmberg, S. (2016). *Indoor Environment and Energy Performance Evaluation of Lowtemperature heating in Retrofitting Existing Swedish Residential Buildings*. Stockholm: KTH Royal Institute of Technology, 9.
- Wu, Y., Zhang, S., Liu, H. and Cheng, Y. (2022). Thermal Sensation and Percentage of Dissatisfied in Thermal Environments with Positive and Negative Vertical Air Temperature Differences, *Energy and Built Environment*, 4(6), 629-6382022.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Adı-Soyadı: Nalan KOÇ

Eğitim Derecesi	Okul/Program	Mezuniyet Yılı
Lisans	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi /Maden Mühendisliği	2013
Lisans	Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi/Makine Mühendisliği	2020
Yüksek Lisans	Amasya Üniversitesi/Makine Mühendisliği Anabilim Dalı	2024

Yabancı Dili

İngilizce

Bilimsel Faaliyetler (Yayınlar, Bildiriler, Katıldığı Projeler)

1. Bayram, H., & Koç, N. (2023). Experimental investigation of the effects of add-on fan radiators on heat output and indoor air temperature. Case Studies in Thermal Engineering, 50, 103432.
2. Koç, N. & Bayram, H. The effects of add-on fan radiators on the panel radiator heat output and indoor air temperature. 4. Bilisel International World Science and Research Congress, 22-23 June 2024, İstanbul/Türkiye.